Polish Academy of Sciences
University of Engineering and Economics in Rzeszów
University of Life Sciences in Lublin
Faculty of Production Engineering

MOTROL

COMMISSION OF MOTORIZATION AND ENERGETICS IN AGRICULTURE

AN INTERNATIONAL JOURNAL
ON OPERATION OF FARM
AND AGRI-FOOD INDUSTRY MACHINERY

Vol. 17, No 3

LUBLIN – RZESZÓW 2015

Editor-in-Chief: *Eugeniusz Krasowski*
Assistant Editor: *Jerzy Grudziński*

Associate Editors

1. Agricultural machinery: *Valeriy Dubrovin*, Kiev, *Mariusz Szymanek*, Lublin
2. Machinery of agri-food industry: *Leszek Mościcki*, Lublin
3. Energetics: *Ilia Nikolenko*, Simferopol, *Janusz Wojdalski*, Warszawa
4. Land management, urban planning, architecture and geodesy: *Karol Noga*, Kraków, *Roman Kadaj*, Rzeszów, *Michał Proksa*, Rzeszów, *Lech Lichołaj*, Rzeszów
5. Mathematical, statistics: *Andrzej Kornacki*, Lublin, *Rostislav Bun*, Lviv

Editorial Board

Dariusz Andrejko, Lublin, Poland
Andrzej Baliński, Kraków, Poland
Volodymyr Bulgakow, Kiev, Ukraine
Zbigniew Burski, Lublin, Poland
Karol Cupiał, Częstochowa, Poland
Aleksandr Dashchenko, Odessa, Ukraine
Kazimierz Dreszer, Lublin, Poland
Konstantin Dumenko,Mykolayiv, Ukraine
Dariusz Dziki, Lublin, Poland
Stepan Epoyan, Kharkiv, Ukraine
Jan Gliński, Lublin, Poland
Dimitriy Goncharenko,Kharkiv, Ukraine
Janusz Grzelka, Częstochowa, Poland
Aleksandr Hołubenko, Lugansk, Ukraine
L.P.B.M. Jonssen, Groningen, Holland
Stepan Kovalyshyn, Lviv, Ukraine
Józef Kowalczuk, Lublin, Poland
Volodymyr Kravchuk, Kiev, Ukraine
Petro Kulikov, Kiev, Ukraine
Elżbieta Kusińska, Lublin, Poland
Andrzej Kusz, Lublin, Poland
Janusz Laskowski, Lublin, Poland
Kazimierz Lejda, Rzeszów, Poland
Jerzy Merkisz, Poznań, Poland
Ryszard Michalski, Olsztyn, Poland
Jarosław Mykhajlovych, Kiev, Ukraine
Janusz Mysłowski, Szczecin, Poland
Jaromir Mysłowski, Szczecin, Poland
Ignacy Niedziółka, Lublin, Poland
Stanislav Nikolajenko, Kiev, Ukraine
Paweł Nosko, Lugansk, Ukraine
Gennadij Oborski, Odessa, Ukraine
Yurij Osenin, Lugansk, Ukraine
Marian Panasiewicz, Lublin, Poland
Sergiey Pastushenko, Mykolayiv, Ukraine
Iwan Rohowski, Kiev, Ukraine
Zinovii Ruzhylo, Kiev, Ukraine
Vjacheslav Shebanin, Mykolayiv, Ukraine
Povilas A. Sirvydas, Kaunas, Lithuania
Volodymyr Snitynskiy, Lviv, Ukraine
Stanisław Sosnowski, Rzeszów, Poland
Henryk Sobczuk, Lublin, Poland
Ludvikas Spokas, Kaunas, Lithuania
Andrzej Stępniewski, Lublin, Poland
Michaił Sukach, Kiev, Ukraine
Aleksandr Sydorchuk, Kiev, Ukraine
Beata Ślaska-Grzywna, Lublin, Poland
Wojciech Tanaś, Lublin, Poland
Giorgiy F. Tayanowski, Minsk, Bielarus
Leonid Tishchenko, Kharkiv, Ukraine
Denis Viesturs, Ulbrok, Latvia
Dmytro Voytiuk, Kiev, Ukraine
Anatoliy Yakovenko, Odessa, Ukraine
Tadeusz Złoto, Częstochowa, Poland

All the articles are available on the webpage: http://www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/Teka-Motrol.html

All the scientific articles received positive evaluations by independent reviewers

Linguistic consultant: *Ivan Rohowski*
Typeset: *Ivan Rohowski, Adam Niezbecki*
Cover design: *Hanna Krasowska-Kołodziej*
Photo on the cover: *Natalia Zhytariuk*

© Copyright by Polish Academy of Sciences 2015
© Copyright by University of Engineering and Economics in Rzeszów 2015
© Copyright by University of Life Sciences in Lublin 2015
in co-operation with National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine in Kiev 2015

Editorial Office address
Polish Academy of Sciences Branch in Lublin
Pałac Czartoryskich, Plac Litewski 2, 20-080 Lublin, Poland
e-mail: eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl

Printing
AgroMediaGroup, Novokonstantinovska Str. 4a, 04-080 Kiev, Ukraine

Publishing Office address
AgroMediaGroup, Novokonstantinovska Str. 4a, 04-080 Kiev, Ukraine

ISSN 1730-8658
Edition 100+16 vol.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ПРИ МИКРОНИЗАЦИИ И СУШЕНИИ ЗЕРНОПРОДУКТОВ В ТЕРМОРАДИАЦИОННЫХ УСТАНОВКАХ ИК-ИЗЛУЧЕНИЕМ

***Валерий Дубровин*, Роман Калиниченко, Вячеслав Кифяк**

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: rkalinichenko@ukr.net

***Valery Dubrovin*, Roman Kalinichenko, Vyacheslav Kyfyak**

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: rkalinichenko@ukr.net

Аннотация. В статье рассмотрены аналитические зависимости кинетики изменения температуры и влажности зерновых материалов могут быть использованными при создании систем управления и оптимизации режимов термообработки ИК-излучением. Целью работы является построение математической модели динамики нагрева и сушки зерна ИК-излучением и ее идентификация по данным экспериментов. В работе получена математическая модель процессов тепло- и массобмена при обработке зерновых продуктов ИК-излучением, которая адекватно описывает динамические режимы нагревания и сушки. Полученные аналитические зависимости кинетики изменения температуры и влажности зерновых материалов могут быть использованными при создании систем управления и оптимизации режимов термообработки ИК-излучением.

Ключевые слова: микронизация, сушка, инфракрасное излучение, терморадиоционная установка.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из направлений повышения эффективности животноводства есть рациональное использование кормов, в частности фуражного зерна.

Известно, что значительная часть зерна которое неподготовленно к скармливанию не усваивается организмом животного.

В связи с этим особенную актуальность обретают различные физико-механические способы подготовки зерна к скармливанию: пропаривание, плющение (раздавливание), измельчение, экструдирование.

Многочисленные исследования в Украине и за рубежом показали высокую эффективность тепловой обработки фуражного зерна для повышения биологической ценности корма.

Положительным результатом тепловой обработки является улучшение вкусовых качеств корма в результате образования ароматических веществ.

Из изученных способов тепловой обработки фуражного зерна наиболее перспективным является микронизация – обработка зерна инфракрасным (ИК) излучением, под воздействием которого происходит интенсивная вибрация молекул воды, которая сопровождается интенсивным нагревом зернового материала, повышением внутреннего давления водяного пар, набуханием зерна и образование в его объеме микротрещин.

В результате этого крахмал частично превращается в декстрины, происходит его клейстеризация, существенно повышается полезная обменная энергия, питательная ценность и как результат значительно снижает потребность в кормах [1, 2, 4, 5, 6].

Терморадиационная сушка зерновых компонентов комбикормов и фуражного зерна (ИК-лучами) отличается высокой интенсивностью подвода теплоты к материалу, превосходящей по сравнению с конвективной сушкой в десятки раз. Вследствие этого резко повышается испарение влаги внутри материала [7, 10, 11].

Кроме того, при сушке ИК-излучением наряду с удалением влаги улучшаются кор-

мовые качества вследствие деструктивных изменений в зерне.

Степень деструктивных изменений зависит от режимов обработки: интенсивности потока излучения; начальной влажности зерноматериалов; экспозиции, темпа и температуры его нагрева.

Проведение исследований по определению режимов обработки зерноматериалов ИК-излучением возможно осуществить экспериментально или аналитически.

Второй метод более универсален, так как позволяет определить структуру математической модели без конкретизации конструктивных параметров установки.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В литературе приводится достаточно данных по экспериментальному определению эффективности обработки зерна ИК-излучениям [13, 14, 16, 21], аналитическими методами исследований тепловой обработки [15, 17, 18], показано, что для объектов данного типа наиболее приемлемые методы математического моделирования. Однако исследованные модели [14, 19, 20, 22] не учитывают всех значимых факторов которые влияют на процесс обработки зерна ИК-излучением.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является построение математической модели динамики нагрева и сушки зерна ИК-излучением и ее идентификация по данным экспериментов.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В данной работе используется аналитически-экспериментальный метод исследования, суть которого заключается в следующем. На первом этапе на основе априорной информации о процессе и соотношений энергетического и материального баланса составляются дифференциальные уравнения процессов тепло- и массообмена при радиационном подведении энергии:

$$\begin{aligned} dQ &= dQ_{и} + dQ_{э} + dQ_{п.м.} + dQ_{о.с}, \\ dQ_{п.м.} &= dQ_{н.м} + dQ_{исп.} + dQ_{м.о.с.}, \\ -dM &= \frac{1}{r} dQ_{исп}, \end{aligned} \qquad (1)$$

где: dQ – количество теплоты которая выделяется излучателем расходуется на нагрев излучателя – $dQ_{и}$, нагрев экрана – $dQ_{э.}$, поглощается обрабатываемым материалом – $dQ_{п,м.}$, выделяется в окружающую среду – $dQ_{,о.с.}$. Энергия поглощенная материалом $dQ_{п,м.}$ расходуется на нагрев материала – $dQ_{н.м.}$, испарение – $dQ_{исп.}$, теплообмен (конвекцией и излучением) с окружающей средой $dQ_{,м.о.с.}$. dM – изменение массы материала.

Уравнения, которые описывают модель должны быть относительно простые и иметь минимальное количество параметров подлежащих экспериментальному определению.

На втором этапе уравнение упрощается, решаются и находятся аналитические зависимости изменения параметров процесса во времени.

На третьем этапе выполняют экспериментальные исследования с конкретным материалом и по полученным формулам определяются коэффициенты моделей.

Эксперименты проводились инфракрасным излучателем, который состоит из лампы КГТ-220-1000, для исследования процесса микронизации и темным излучателем типа ТЕН для исследования процесса сушки.

Режимы определялись методом последовательного наложения экспериментов: навеску зерна облучали в течении фиксированного периода времени с интервалом 5 секунд, после чего фиксировали температуру и определяли влагосодержание материала. По полученным данным строили кривые сушки и нагрева. В качестве материала использовать зерно ячменя и пшеницы.

При исследовании процессов тепло и массообмену в слое зернистого материала использовалась математическая модель [18], основанная на следующих общепринятых допущениях:

− теплоемкость зерна, излучателя, экрана, воздух, теплота парообразования, коэф-

фициенты теплообмена не изменяются во времени и пространстве;

− значения кинематических констант равны средним значением за процесс;

− теплоемкостью воздуха, элементов установки пренебрегаем;

− потери в окружающую среду отсутствуют, при наличии соответствующей теплоизоляции;

− при исследовании процессов сушки величина скорости изменяется влагосодержание материала пропорционально скорости нагрева материала;

− при микронизации зерна скорость сушки пропорциональна температуре материала.

При принятых предположениях с учетом того что стенки камеры и материала являются серыми телами процессы тепло и массообмена в движущемся слое материала описаны системой дифференциальных уравнений в частных производных:

$$m_w c_w \frac{\partial \Theta_w}{\partial \tau} = P_w - \sigma_0 C'_{pr1}\left(T_w^4 - T_z^4\right) - \sigma_0 C'_{pr2}\left(T_w^4 - T_e^4\right) + \alpha_{pr} F_w \left(\Theta_w - t_v\right), \quad (2)$$

$$m_э c_э \frac{\partial \Theta_э}{\partial \tau} = \sigma_0 C'_{pr2}\left(T_w^4 - T_э^4\right) - \sigma_0 C'_{pr3}\left(T_э^4 - T_z^4\right) + \alpha_{pr} F_э \left(\Theta_э - t_v\right), \quad (3)$$

$$m_z c_z \frac{\partial \Theta_z}{\partial \tau} + G_z c_z \frac{\partial \Theta_z}{\partial x} L = A_\lambda \sigma_0 \left(\begin{matrix} C'_{pr1}\left(T_w^4 - T_z^4\right) \\ + C'_{pr2}\left(T_э^4 - T_z^4\right) \end{matrix}\right) - \alpha_{pr} F_z \left(\Theta_z - t_v\right) - r\left(m_z \frac{\partial u}{\partial \tau} + G_z L \frac{\partial u}{\partial x}\right),$$

$$\frac{c_z}{Rb}\left(\frac{\partial \Theta_z}{\partial \tau} + \frac{G_z L}{m_z}\frac{\partial \Theta_z}{\partial x}\right) = -r\left(\frac{\partial u}{\partial \tau} + \frac{G_{z0} L}{m_{z0}}\frac{\partial u}{\partial x}\right), \quad (4)$$

где:

$$Rb = \frac{c \cdot \partial \Theta}{r \cdot \partial u}, \quad C'_{pr_i} = \frac{F_i}{\frac{1}{\varepsilon'} + \frac{F'}{F''}\left(\frac{1}{\varepsilon''} - 1\right)},$$

$$T_i = 237 + \Theta_i,$$

где: Θ_w, $\Theta_э$, Θ_z, t_v – температура излучателя, экрана, зерна и воздух, °С; C'_{pr_i} – приведенный коэффициент излучения; α_{pr_i} – приведенный коэффициент теплообмена; P – мощность излучателя, Вт; L – длина транспортера, м; m_z, G_z – масса зерна в слое и производительность установки, кг, кг/с; $m_w c_w$, $m_э c_э$ – теплоемкость излучателя и экрана, Дж/°С; A_λ – коэффициент поглощения излучения; r – приведенная теплота парообразования, Дж/кг; F_w, $F_э$, F_z – поверхность излучателя, экрана и зерна, м^2; F', F'' – поверхность излучения и облучения, м^2, $\varepsilon', \varepsilon''$ – степень черноты тел излучения и облучения, Rb – критерий Ребиндера; σ_0 – постоянная Стефана-Больцмана; u – влагосодержание материала.

Для устранения нелинейности уравнений (1) – (3) воспользуемся линейными коэффициентами теплообмена излучения:

$$\alpha_p = \sigma_0 C_{pr}\left(T_1^2 - T_2^2\right)\left(T_1 - T_2\right),$$

где: T_1, T_2 – абсолютные температуры поверхностей теплообмена.

Линеаризированную систему уравнений запишем в виде:

$$m_w c_w \frac{\partial \Theta_w}{\partial \tau} = \alpha_{p1} F_w \left(\Theta_z - \Theta_w\right) + \alpha_{p2} F_w \left(\Theta_э - \Theta_w\right) - \alpha_{pr1} F_w \left(\Theta_w - t_v\right) + P_w,$$

$$m_э c_э \frac{\partial \Theta_э}{\partial \tau} = \alpha_{p2} F_w \left(\Theta_w - \Theta_э\right) + \alpha_{p3} F_э \left(\Theta_z - \Theta_э\right) - \alpha_{pr2} F_э \left(\Theta_э - t_v\right),$$

$$m_z c_z \frac{\partial \Theta_z}{\partial \tau} + G_z c_z \frac{\partial \Theta_z}{\partial x} L = A_\lambda \left(\begin{matrix} \alpha_{p1} F_w \left(\Theta_w - \Theta_z\right) + \\ \alpha_{p3} F_э \left(\Theta_э - \Theta_z\right) \end{matrix}\right) - r\left(m_{z0} \frac{\partial u}{\partial \tau} + G_{z0} L \frac{\partial u}{\partial x}\right) - \alpha_{prz} F_z \left(\Theta_z - t_v\right),$$

$$-\frac{\partial u}{\partial \tau} = \frac{c_z}{r \cdot RB}\frac{\partial \Theta}{\partial \tau}, \quad -\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{c_z}{r \cdot RB}\frac{\partial \Theta}{\partial x}.$$

Приравнивая производные по времени нулю получаем систему уравнений которая описывает статичные характеристики процесса:

$$\alpha_{p1} F_w \Theta_z + \alpha_{p2} F_w \Theta_э + \alpha_{p1} F_w t_v + P_w = \left(\alpha_{p1} F_w + \alpha_{p2} F_w + \alpha_{pr1} F_w\right)\Theta_w. \quad (5)$$

$$\alpha_{p2} F_w \Theta_w + \alpha_{p3} F_э \Theta_z + \alpha_{pr2} F_э t_v = \left(\alpha_{p2} F_w + \alpha_{p3} F_э + \alpha_{pr2} F_э\right)\Theta_э. \quad (6)$$

$$\frac{1}{A_\lambda} L c_z \left(G_z - \frac{G_{z0}}{Rb}\right)\frac{\partial \Theta_z}{\partial x} = \alpha_{p1} F_w \Theta_w + \alpha_{p3} F_э \Theta_э + \frac{\alpha_{пр} F_z}{A_\lambda} t_v - \Theta_z \left(\begin{matrix} \alpha_{p1} F_w + \alpha_{p3} F_э + \\ + \dfrac{\alpha_{p1} F_z}{A_\lambda} \end{matrix}\right). \quad (7)$$

Обозначим:

$$\alpha_1 = \alpha_{p1} F_w + \alpha_{p2} F_w + \alpha_{p1} F_w,$$

$$\alpha_2 = \alpha_{p2} F_w + \alpha_{p3} F_{\acute{y}} + \alpha_{pr2} F_{\acute{y}}.$$

Перепишем уравнение (5) и (6) в виде:

$$\Theta_w = \frac{\alpha_{p1}F_w}{\alpha_1}\Theta_z + \frac{\alpha_{p2}F_w}{\alpha_1}\Theta_e + \frac{\alpha_{np1}F_w}{\alpha_1}t_v + \frac{P_w}{\alpha_1}. \quad (8)$$

$$\Theta_e = \frac{\alpha_{p2}F_w}{\alpha_2}\Theta_w + \frac{\alpha_{p3}F_э}{\alpha_2}\Theta_z + \frac{\alpha_{np2}F_э}{\alpha_2}t_v. \quad (9)$$

Обозначим безразмерные комплексы:

$$K_1 = \frac{\alpha_{p1}F_w}{\alpha_1},\ K_2 = \frac{\alpha_{p2}F_w}{\alpha_1},\ K_3 = \frac{\alpha_{np1}F_w}{\alpha_1},$$

$$K_4 = \frac{\alpha_{p2}F_w}{\alpha_2},\ K_5 = \frac{\alpha_{p3}F_э}{\alpha_2},\ K_6 = \frac{\alpha_{np}F_э}{\alpha_2}, \quad (10)$$

$$P = \frac{P_w}{\alpha_1}.$$

Уравнение (8) и (9) запишем с учетом (10):

$$\begin{cases}\Theta_w = K_1\Theta_z + K_2\Theta_э + K_3t_v + P,\\ \Theta_э = K_4\Theta_w + K_5\Theta_z + K_6t_v.\end{cases} \quad (11)$$

Решая систему (11) относительно Θ_w и $\Theta_э$ получим:

$$\Theta_w = \frac{K_1 + K_2K_5}{1-K_2K_4}\Theta_z + \frac{K_3 + K_2K_6}{1-K_2K_4}t_v + \frac{P}{1-K_2K_4}. \quad (12)$$

$$\Theta_e = \frac{K_5 + K_1K_4}{1-K_2K_4}\Theta_z + \frac{K_6 + K_4K_3}{1-K_2K_4}t_v + \frac{K_4}{1-K_2K_4}P. \quad (13)$$

Обозначим:

$$m_1 = \frac{K_1 + K_2K_5}{1-K_2K_4},\ n_1 = \frac{K_3 + K_2K_6}{1-K_2K_4},\ P_1 = \frac{P}{1-K_2K_4},$$

$$m_2 = \frac{K_5 + K_1K_4}{1-K_2K_4},\ n_2 = \frac{K_6 + K_4K_3}{1-K_2K_4},$$

$$P_2 = \frac{K_4}{1-K_2K_4}P.$$

Система (11) будет иметь вид:

$$\begin{cases}\Theta_w = m_1\Theta_z + n_1t_v + P_1,\\ \Theta_ý = m_2\Theta_z + n_2t_v + P_2.\end{cases} \quad (14)$$

Подставим значение Θ_w и $\Theta_э$ в уравнение (7) получим:

$$T_x\frac{\partial\Theta_z}{\partial x} = b - \Theta_z, \quad (15)$$

где:

$$T_x = \frac{G_zL\left(G_z - G_{z0}/Rb\right)}{A_\lambda\left(A' - B'm_1 - C'm_2\right)},$$

$$b = \frac{\left(B'n_1 + C'n_2 + A_\lambda^{-1}\alpha_{np1}F_z\right)t_v + B'P_1 + C'P_2}{A' - B'm_1 - C'm_2},$$

$$A' = \alpha_{p1}F_w + \alpha_{p3}F_e + A_\lambda^{-1}\alpha_{np1}F_z,$$

$$B' = \alpha_{p1}F_w;\ C' = \alpha_{p3}F_э.$$

Решение (15) при предельных условиях: x=0, $\Theta_z=\Theta_{z1}$ (Θ_{z1} – значение температуры зерна на входе в установку) имеет вид:

$$\Theta_z(x) = b - (b - \Theta_{z1})e^{-\frac{x}{T_x}}. \quad (16)$$

Уравнение (16) характеризует распределение температуры зерна по длине транспортирующего устройства в установленном режиме. При x=L, получим температуру на выходе установки:

$$\Theta_{z2} = b - (b - \Theta_{z1})e^{-\frac{L}{T_x}}. \quad (17)$$

Уравнение которое описывает изменение влажности материала получим из определения критерия Ребиндера.

Продифференцируем уравнение (16) и подставим производную в уравнение из определения критерия Ребиндера, получим:

$$-\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{c}{rRbT_x}(b - \Theta_{z1})e^{-\frac{x}{T_x}}. \quad (18)$$

Интегрированием уравнения (18) при условиях: x=0, u=u_0 получим зависимость:

$$u(x) = u_0 - k_u\left(1 - e^{-\frac{x}{T_x}}\right), \quad (19)$$

где: $k_u = \frac{c\cdot(b-\theta_{z1})}{rRb}$.

Уравнение (19) описывает распределение влагосодержания материала по длине транспортирующего средства. При x=L, из уравнения (19) получим значение влагосодержания в конце процесса:

$$u_2 = u_0 - k_u\left(1 - e^{-\frac{L}{T_x}}\right). \quad (20)$$

Для описания динамики нагрева влажного материала при ИК-облучении подставим значение температуры экрана $\Theta_э$ из уравнения (11) и значение $d\Theta_z/dx$, найденного из (16). После превращений получим новую систему уравнений:

$$T_1\frac{d\Theta_w}{d\tau} = \Theta_z - a_1\Theta_w + b_1, \quad (21)$$

$$T_2\frac{d\Theta_z}{d\tau}=\Theta_z-a_2\Theta_z+b_2, \qquad (22)$$

где: $b_2=b_2(x)$, $T_1=\dfrac{m_w c_w}{(\alpha_{p1}+\alpha_{p2}K_5)F_w}$,

$$T_2=\frac{\dfrac{C_z}{A_\lambda}\left(m_z-\dfrac{m_{z0}}{Rb}\right)}{\alpha_{p1}F_w+\alpha_{p3}K_4F_э},$$

$$a_1=\frac{(\alpha_{p1}+\alpha_{p2}+\alpha_{np1}-\alpha_{p2}K_5)F_w}{(\alpha_{p1}+\alpha_{p2}K_5)F_w},$$

$$b_1=\frac{P_w+(\alpha_{p1}+\alpha_{p2}K_6)F_w t_v}{(\alpha_{p1}+\alpha_{p2}K_5)F_w},$$

$$a_2=\frac{\alpha_{p1}F_w+\alpha_{np}F_z A_\lambda^{-1}+\alpha_{p3}F_э(1-K_5)}{\alpha_{p1}F_w+\alpha_{p3}F_э K_4},$$

$$b_2(x)=\frac{\alpha_{np}F_z A_\lambda^{-1}+\alpha_{p3}F_э K_6-F(x)}{\alpha_{p1}F_w+\alpha_{p3}F_э K_4},$$

$$F(x)=\frac{c_z}{A_\lambda}L\left(G_z-\frac{G_{z0}}{Rb}\right)f_1(x),$$

$$f_1(x)=\frac{1}{T_x}(b-\Theta_{z1})e^{-\frac{x}{T_x}}.$$

Перепишем уравнение (21) и (22) в виде:

$$\begin{cases} T_1\dfrac{d\Theta_w}{d\tau}+a_1\Theta_w-b_1=\Theta_z, & (21a)\\ T_2\dfrac{d\Theta_z}{d\tau}+a_2\Theta_z-b_2=\Theta_w. & (22a)\end{cases}$$

Решение системы уравнений (21а) – (22а) ищем методом исключения неизвестных, в уравнение (21а) подставляем значение Θ_w из уравнения (22а) и его производную $d\Theta_w/d\tau$:

$$T_1T_2\frac{d^2\Theta_z}{d\tau}+(T_1a_2+T_2a_1)\frac{d\Theta_z}{d\tau}+(a_1a_2-1)\Theta_z=$$
$$=b_1+a_1b_2. \qquad (23)$$

Аналогично в уравнении (22а) из уравнения (21а) подставляем значение Θ_z и его производную $d\Theta_z/d\tau$:

$$T_1T_2\frac{d^2\Theta_w}{d\tau^2}+(T_1a_2+T_2a_1)\frac{d\Theta_w}{d\tau}+(a_1a_2-1)\Theta_w=$$
$$=b_2+a_2b_1. \qquad (24)$$

Таким образом получены дифференциальные уравнения, которые описывают переходные процессы (изменение температуры излучателя Θ_z во времени).

Перепишем уравнения (23) – (24) в виде:

$$A\frac{d^2\Theta_w}{d\tau^2}+B\frac{d\Theta_w}{d\tau}+C\Theta_w=D_1, \qquad (23a)$$

$$A\frac{d^2\Theta_z}{d\tau^2}+B\frac{d\Theta_z}{d\tau}+C\Theta_z=D_2, \qquad (24a)$$

где: $A=T_1T_2$, $B=T_1a_2+T_2a_1$, $C=a_1a_2-1$, $D_1=b_2+a_1b_2$, $D_2=b_1+a_1b_2$.

Величина $b_2=b_2(x)$ характеризует распределение температуры по длине транспортера.

Величина $b_1=K_1P_w+K_2t_v$ характеризует управляющее воздействие $P_w(\tau)$ и внешнее возмущение $t_v(\tau)$.

Характеристическое уравнение начального неоднородного уравнения второго порядка:

$$Ar^2+Br+C=0.$$

Имеет действительное решение и разные корни r_1 и r_2.

Тогда общее решение линейного однородного уравнения записывается в виде:

$$\Theta(\tau)_{одн}=c_1e^{r_1\tau}+c_2e^{r_2\tau}. \qquad (25)$$

Частное решения ищем в виде:

$$\Theta_{\div\grave{a}\tilde{n}}(\tau)=\Theta_o(\tau).$$

Очевидно, что частное решение уравнений (23) и (24) имеет вид:

$$\Theta_{w0}(\tau)=\frac{D_1}{C}, \quad \theta_{z0}(\tau)=\frac{D_2}{C}.$$

Как следует из принципа суперпозиции, общие решения уравнений (23) и (24) будут иметь вид:

$$\Theta_w(\tau)=c_1e^{r_1\tau}+c_2e^{r_2\tau}+\frac{D_1}{C}, \qquad (26)$$

$$\Theta_z(\tau)=c_1'e^{r_1\tau}+c_2'e^{r_2\tau}+\frac{D_2}{C}. \qquad (27)$$

Корни характеристического уравнения определяются из соотношений:

$$r_{1,2}=\frac{-B\pm\sqrt{B-4AC}}{2A}.$$

Постоянные интегрирования определим при начальных условиях: $\tau=0$; $\Theta_w=\Theta_{w0}$; $\dfrac{d\Theta_w}{d\tau}=0$ из уравнения (26):

$$\begin{cases}\Theta_{w0}=c_1+c_2+\dfrac{D_1}{C},\\ 0=r_1c_1+r_2c_2,\end{cases}$$

$$c_1=-r_2\frac{\Theta_{w0}C-D_1}{C(r_1-r_2)},\ c_2=r_1\frac{\Theta_{w0}C-D_1}{C(r_1-r_2)}.$$

Аналогичным способом найдем постоянные интегрирования в уравнении (27) при начальных условиях: $\tau=0$, $\Theta_z=\Theta_{z0}$, $\frac{d\Theta_z}{d\tau}=0$:

$$c_1' = -r_2\frac{\Theta_{z0}C-D_2}{C(r_1-r_2)},\quad c_2' = r_1\frac{\Theta_{z0}C-D_2}{C(r_1-r_2)}.$$

Конечные уравнения динамики нагрева излучателей и зерна с учетом распределения температуры зерна в направлении движения возможно представить в таком виде:

$$\Theta_w(\tau)=r_1\frac{\Theta_{w0}C-D_1}{C(r_1-r_2)}\left(r_1e^{r_2\tau}-r_2e^{r_1\tau}\right)+\frac{D_1}{C}, \quad (28)$$

$$\Theta_z(\tau,x)=r_1\frac{\Theta_{z0}C-D_2(x)}{C(r_1-r_2)}\left(r_1e^{r_2\tau}-r_2e^{r_1\tau}\right)+$$

$$+\frac{D_2(x)}{C}. \quad (29)$$

На рис. 1. представлены зависимости изменения температуры темного инфракрасного излучателя от времени и удельной мощности, полученные по формуле (28).

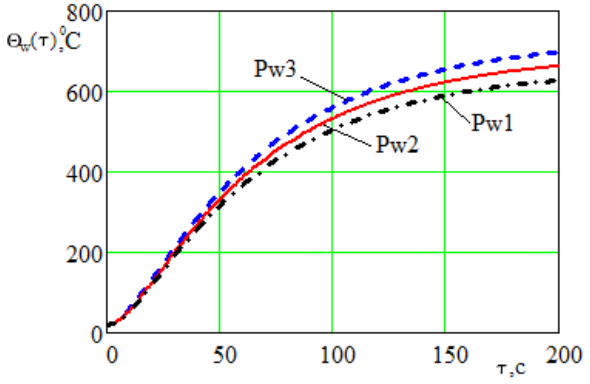


Рис. 1. Изменение температуры инфракрасного нагревателя по времени и мощности

Fig. 1. Changing the temperature of infrared heater with respect to time and power

На рис. 2. представлены зависимости изменения температуры зерна от времени и координаты за направлением движения, полученные по формуле (29).

Для определения динамики изменения влагосодержания материала в процессах микронизации и сушки используем соотношение.

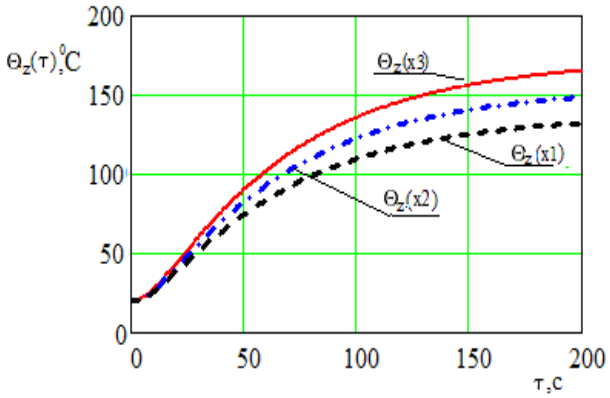


Рис. 2. Изменение температуры зерна от времени и координаты за направлением движения

Fig. 2. Changing the temperature and time of grains of direction of movement of coordinates

Производную $\frac{d\Theta_z}{d\tau}$ получим продифференцировав уравнение (29) по времени:

$$\frac{\partial\Theta_z}{\partial\tau}=K_c r_1 r_2\left(e^{r_2\tau}-e^{r_1\tau}\right), \quad (30)$$

где: $K_c=r_1\frac{\Theta_{z0}C-D_2}{C(r_1-r_2)}$.

Подставляя полученное значение производной в уравнение получим уравнение скорости сушения:

$$\frac{\partial u}{\partial\tau}=\frac{c_z}{r}\frac{K_c}{Rb}r_1r_2\left(r_1e^{r_2\tau}-r_2e^{r_1\tau}\right). \quad (31)$$

Интегрированием уравнения (31) при начальных условиях $\tau=0$, $u=u0$, получим зависимость $u(\tau)$:

$$u(\tau)=u_0-K_c'r_1\left(1-e^{r_2\tau}\right)+K_c'r_2\left(1-e^{r_1\tau}\right). \quad (32)$$

где: $K_c'=\frac{C_r}{r}\frac{K_c}{Rb}$.

Таким образом динамические характеристики процесса нагрева и сушки зерно материалов при ИК-подводе энергии описывается уравнениями (28), (29) и (32).

Для использования полученных аналитических зависимостей динамики процессов микронизации и сушения зерно материалов необходимо располагать значениями средних за процесс величин критерия Ребиндера Rb и линейных коэффициентов теплообмена $\alpha_{p1},\alpha_{p2},\alpha_{p3}$.

ВЫВОДЫ

1. Получена математическая модель процессов тепло- и массобмена при обработке зерновых продуктов ИК-излучением, которая адекватно описывает динамические режимы нагревания и сушки.

2. Полученные аналитические зависимости кинетики изменения температуры и влажности зерновых материалов могут быть использованными при создании систем управления и оптимизации режимов термообработки ИК-излучением.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Makeev V.K. 2002. Harakterbstiki zernovok pshenici, podvergnutyh teplovomu vozdeystviyu / V.K. Makeev, V.A. Rusinov, V.A. Novikova // Agrarnaya nauka, hroblemy i perspektivy. – Kurgan. – 479–481.

2. Novikova V.A. 2005. Termoobrabotka furagnogo zerna / V.A. Novikova // Selskij mehanizator. – 28.

3. Novikova V.A. 2004. Metodika ocenki plotnosti teplovogo potoka infrakrasnogo izlucheniya, pogloschonnogo razlichnymi materialami / V.A. Novikova // Nauchnye rezultaty agropromyshlennomu proizvodstvu. Materialy megdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferencii. – Kurgan. – T. 2.– 481–484.

4. Sobolewski V. 2005. Ignoriruem my i do sih por mikronizaciyu zernovyh / V. Sobolewski, V. Gorbenko, K. Kuznetsov // Zerno i hleb. – № 2. – 16–17.

5. Elkin N.V. 2001. Obrabotka zerna i krup IK-izlucheniem / N.V. Elkin, V.V. Kudryashkin // Selskohozyaystvennyj optovik. – № 5. – 24–28.

6. Elkin N.V. 2002. Vysokotemperaturnye infrakrasnye tehnologii novogo tysyachiletiya / N.V. Elkin, V.V. Kudryashkin // Hranenie i pererabotka zerna. – № 9. – 47–50.

7. Elkin N.V. 2006. Teoriya i praktika infrakrasnoy obrabotki zerna i krupy / N.V. Elkin, V.B. Skrebkov, V.V. Kudryashkin // Hranenie i pererabotka zerna. – № 4. – 26–30.

8. Pronichev S.A. 2006. Vliyanie vysoty podvesa IK-izluchatelya na vremya sushki semennogo zerna / S.A. Pronichev, S.P. Rudobashta // Vestnik FGOU VPO Moskovckij gosudarstvennyj agrotehnicheskij universitet. – Vyp. 1. – M. – 48–50.

9. Pronichev S.A. 2006. Organizaciya osciliruyuschego regima sushki zerna s pomoschu imeritelno upravlyayuschey sistemy / S.A. Pronichev, S.P. Rudobashta // Hranenie i pererabotka zerna. – № 8. – 72–75.

10. Rudobashta S.P. 2006. Kinetika impulsnoy infrakrasnoy sushki zerna v monosloe / S.P. Rudobashta, S.A. Pronichev // Vestnik FGOU VPO Moskovckij gosudarstvennyj agrotehnicheskij universitet. – Vyp. 3. – M. – 53–55.

11. Poperechny A.M. 2007. Kinetika processa sushki plodovyh kostochek v vibrokipyaschev sloe pri infrakrasnom nagrevanii / A.M. Poperechny, N.O. Mironova // Vestnik Harkovskogo tehnicheskogo universiteta selskogo hozyaystva. – Vyp. 58. – 122–129.

12. Poperechny A.M. 2004. Analitychne doslidgennya ICH-nagrivannya soevyh bobiv u vibrokiplyachomu shari / A.M. Poperechny // Obladnannya ta tehnologii harchovyh vyrobnyctv. – Vyp. 10. – 294–300.

13. Poperechny A.M. 2000. Kinetika termoobrabotki soevyh bobov bobov v vibrokipyachem sloe IK-nagrevaniem / A.M. Poperechny, U.I. Loktev // Progresyvni tehnologii ta udoskonalennya procesiv harchovyh vyrobnyctv. – HDATOK. – Ch. 4. – 113–117.

14. Belyaev M.I. 1991. Teoreticheskie osnovy kombinirovanyh sposobov teplovoy obrabotki pischevyh produktov / M.I. Belyaev, P.L. Pahomov. – H.: HIOP Kommunist. – 160.

15. Zverev S.V. 2005. Modelirovanie processa IK-nagreva / S.V. Zverev // Hranenie i pererabotka zerna. – № 12. – 25–26.

16. Afanasiev V.A. 2002. Teoriya i praktika cpecialnoy obrabotki zernovyh komponentov v tehnologii kombikormov. – M.: Pischevaya promyshlennost. – Voroneg: VGU. – 296.

17. Kotov B.I. 2011. Modeluvannya dynamichnyh regimiv roboty ustanovok termooobrobki zerna u vibrozridgenomu shari z kombinovanym energopodvedennyam / B.I. Kotov, V.O. Miroshnik, R.A. Kalinichenko // Vibracii v tehnici i tehnologiyah. – №1.– 126–129.

18. Kotov B.I. 2012. Analitychne doslidgennya perehidnyh regymiv nagrivannya zerna v elektrotermoradiaciynyh ustanovkah bezperervnoi dii / B.I. Kotov, R.A. Kalinichenko, Kifyak V.V. // Visnik Harkivskogo tehnichnogo

universytetu silskogo gospodarstva. – Vyp. 131. – 57–65.

19. Kotov B.I. 2012. Identyfikaciya dynamiky elektrychnyh ustanovok termoobrobky furagnogo zerna pry vyrobnyctvi kombikormiv / B.I. Kotov, V.P. Lysenko, R.A. Kalinichenko, D.S. Komarchuk // Naukovy visnyk Tavriyskogo dergavnogo agrotehnologichnogo universytetu. – Melitopol. – Vyp. 2. – T. 4 – 3–7.

20. Filatov V.V. 2005. Sovershenstvovanie processa termoobrabotki zerna pri infrakrasnom energopodvode / V.V. Filatov. – Avtoref. dis. kand. teh. nauk. – M.: MGUPP. – 32.

21. Andrejko D. 2011. Wplyw obrobki cieplnej promieniami podczerwonymi na process premialu ziarna pszenicy odmiany korynta / D. Andrejko, M. Kania, A. Latka, L. Rydzak // Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. – Vol. 13. – 7–13.

22. Sumorek A. 2006. Podnoszenie współczyniika wymiany masy procesu suszenia konwekcyjnego za pomocą pola elektrycznego / A. Sumorek, W. Pietrzyk // Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. – Vol. 8. – 204–210.

MODELLING THE DYNAMICS OF THERMAL PROCESSES IN MICRONIZATION AND DRIED CEREALS IN THERMORADIATIVE INSTALLATIONS IR-RADIATION

Summary. In paper analytical dependences of kinetics of change of temperature and damp of grain materials are considered can be used at creation of control systems and optimization of conditions of hardening by IR-radiation. The operation purpose is construction of mathematical model of dynamics of heat and drying of grain by IR-radiation and its identification according to experiments. In operation the mathematical model of processes warmly and weight changing is received at handling of grain products by IR-radiation which adequately describes dynamic conditions of heating up and drying. The received analytical dependences of kinetics of change of temperature and damp of grain materials can be used at creation of control systems and optimization of conditions of hardening by IR-radiation.

Key words: micronization, drying, infraredthermal installation of radiation.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ДИЗЕЛЬНОГО БИОТОПЛИВА

Геннадий Голуб, Максим Павленко, Савелий Кухарец

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: gagolub@mail.ru

Gennadii Golub, Maksym Pavlenko, Saveliy Kuharets

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: gagolub@mail.ru

Аннотация. Приведено эффективность использования оборудования для производства дизельного биотоплива с применением гидромеханического и циркуляционного перемешивания. Экономическая эффективность производства дизельного биотоплива с применением гидромеханического перемешивания достигается за счет уменьшения энергоемкости его производства и металлоемкости оборудования, а соответственно его стоимости и амортизационных отчислений. Технико-экономическое обоснование применения циркуляционного реактора выполнено на основе общепринятых экономических показателей по методикам. В качестве критерия для оценки экономической эффективности принято минимальные расходы на производство дизельного биотоплива в условиях фермерских хозяйств.

Ключевые слова: растительное масло, дизельное биотопливо, гидромеханическое перешивание, циркуляционное перешивание.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Раствор щелочного катализатора в метиловом спирте слаборастворим в растительном масле.

После добавления раствора щелочного катализатора в метиловом спирте в растительное масло жидкости располагаются слоями в соответствии значению их плотностей.

В связи с этим необходимо выполнять их перемешивание в турбулентном режиме, чтобы получить эмульсию.

Чем больше межфазная поверхность, тем быстрее проходит этерификация, так как она происходит в местах поверхности контакта реагентов.

Однако чрезмерно интенсивное перемешивание приводит к разрушению поверхности контакта реагентов, что в свою очередь не позволяет происходить реакции этерификации в полной мере.

В связи с этим необходимо обеспечивать как перемешивания эмульсии в области «перемешивания», так и прохождение реакции этерификации в области «прохождения реакции» [10, 12], в условиях меньшего уровня турбулизации суспензии.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В основе процесса производства дизельного биотоплива лежит этерификация ненасыщенных жирных кислот растительных масел во время перемешивания растительного масла с метилатом калия или натрия. Наиболее распространенный способ перемешивания при производстве дизельного биотоплива это перемешивание механическими мешалками лопастного, рамного, якорного, пропеллерного и другими типами в реакторах периодического действия [11, 13, 14, 18, 19].

Ведутся исследования по применению кавитационного перемешивания при проведении этерификации. Однако использования этого метода может привести к раздроблению структурных составляющих растительного масла до однородной массы, которая не разделяется на дизельное биотопливо и глицериновый осадок. Также для кавитационного перемешивания характерно быстрое сме-

шивание, в то время как этерификация растительных масел имеет определенную скорость химической реакции, а потому при таком перемешивании этерификация растительных ненасыщенных жирных кислот будет неполноценной [1, 15, 16, 17, 20].

Турбулентное гидравлического перемешивания в потоке [6, 7, 8] с применением трубчатого этерификатора обеспечивает качественное смешивание растительного масла с раствором метилата калия или натрия в метиловом спирте.

В этом случае, за счет длины трубчатого этерификатора и необходимого количества турбулизаторов обеспечивается полное прохождение реакции этерификации. Характерной особенностью такого оборудования является возможность применения более простого в техническом плане оборудования, имеющего меньшую металлоемкость и обеспечивающего меньшую энергоемкость производства дизельного биотоплива.

Турбулентное гидравлического перемешивания в потоке целесообразно использовать в реакторах непрерывного действия. Его использование в реакторах периодического действия, которые находят применение в агропромышленном производстве нецелесообразно.

Гидромеханическое перемешивание также обеспечивает качественное смешивание во всем объеме реактора. Такое перемешивание происходит за счет вылета смеси из форсунок, в результате чего образуется реактивная сила, которая создается вращательное движение мешалки с лопатками, а они, в свою очередь, осуществляют дополнительное перемешивание смеси.

Использование данного типа перемешивания обеспечивает двойное смешивания компонентов, за счет которого обеспечивается качественный и выход дизельного биотоплива. Данное оборудование разработано для использования в сезонной работе с применением агропромышленной технологии производства дизельного биотоплива [2, 3, 4, 5, 21].

Не менее эффективными устройствами для производства дизельного биотоплива есть устройства циркуляционного перемешивания, для которых характерно отсутствие мешалок.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Провести оценку эффективности использования оборудования для производства дизельного биотоплива с применением гидромеханического и циркуляционного перемешивания.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Технологическую схему производства дизельного биотоплива для нужд фермерских хозяйств изображено на рис. 1 (1 – корпус реактора; 2 – патрубок подвода эмульсии; 3 – кран дизельного биотоплива; 4 – механизм удаления глицеринового осадка; 5 – скребок; 6 – кран для удаления глицеринового осадка), а на рис. 2 (1 – корпус реактора; 2 – гидромеханическая мешалка; 3 – форсунка; 4 – крышка реактора; 5 – наклонное дно; 6 – электродвигатель; 7 – скребок; 8 – камера для удаления осадка) общий вид реактора для производства дизельного биотоплива с использованием гидромеханического перемешивания.

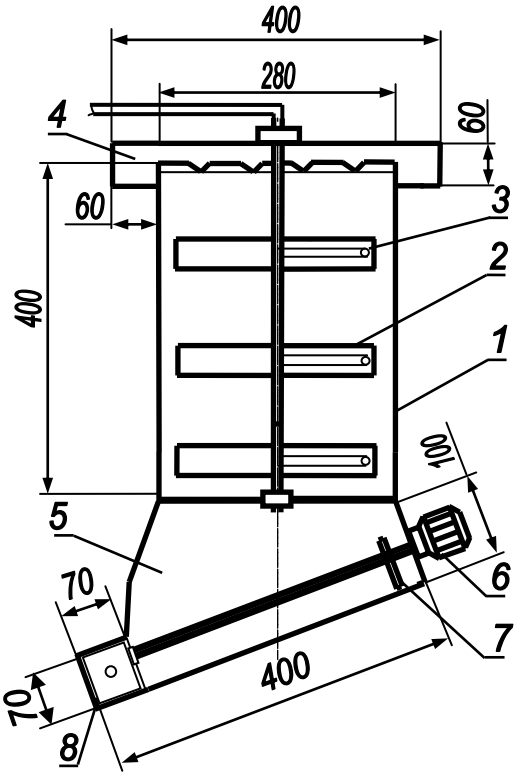


Рис. 2. Общий вид реактора с гидромеханическим перемешиванием

Fig. 2. General view of hydromechanical mixing reactor

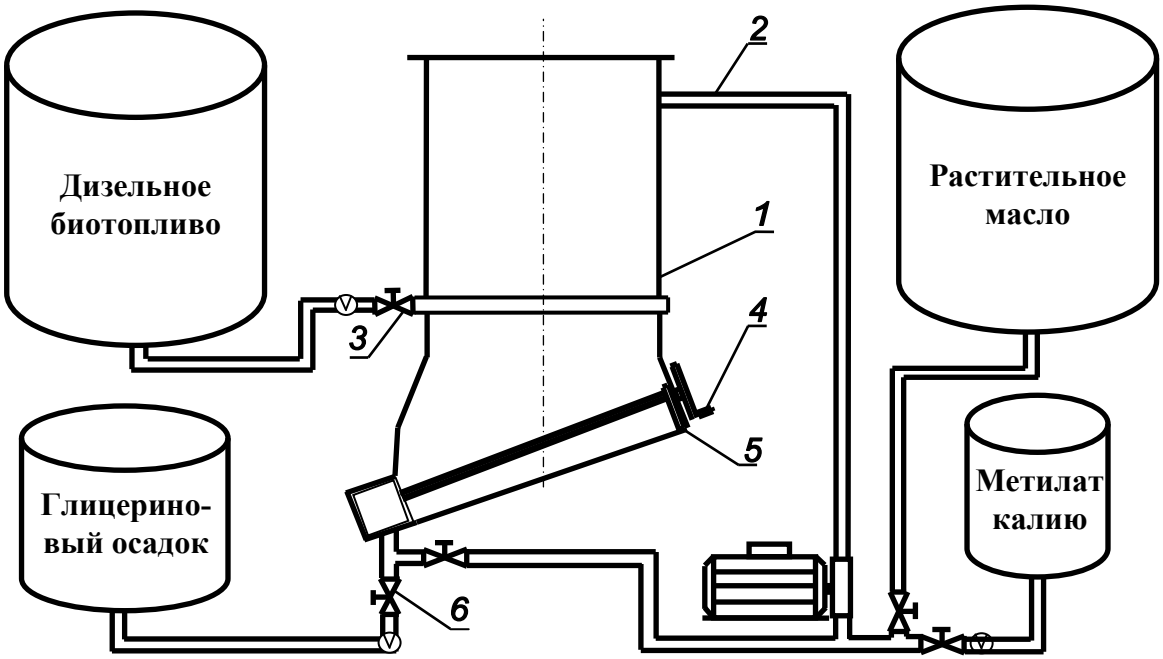


Рис. 1. Технологическая схема производства дизельного биотоплива
Fig. 1. Technological scheme of biodiesel production

Для выполнения процесса этерификации растительных масел с целью получения дизельного биотоплива нами предложено использовать оборудование на основе циркуляционного перемешивания, осуществляемое многократной перекачкой жидкости по замкнутому контуру (рис. 3: H_P – высота реактора, м; $H_{ОП}$ – высота области перемешивания, м; $H_{пр}$ – высота области прохождения реакции, м; $H_{ВГ}$ – высота области отстаивания глицерина, м; $d_Ф$ – диаметр сопла форсунки, м; $H_{ВФ}$ – высота установки форсунок, м). Благодаря тому, что форсунки установлены в корпусе реактора на одном уровне по высоте и ориентированы таким образом, чтобы при перекачке эмульсии образовывать турбулентный круговой поток эмульсии в его верхней части, обеспечивается равномерное послойное перемешивания эмульсии в зоне размещения форсунок. При откачке эмульсии из нижней части реактора, перемешанный слой эмульсии опускается ниже в зону прохождения реакции этерификации в условиях меньшего уровня турбулизации.

После полного прохождения реакции этерификации растительного масла, полученная эмульсия остается в реакторе до полного разделение на фракции дизельного биотоплива и глицеринового осадка. Откачка дизельного биотоплива осуществляется насосом через патрубок, который установлен на поплавковому устройстве. Дизельное биотопливо перекачивается в емкость для хранения биотоплива, которая оснащена устройством для удаления метанола.

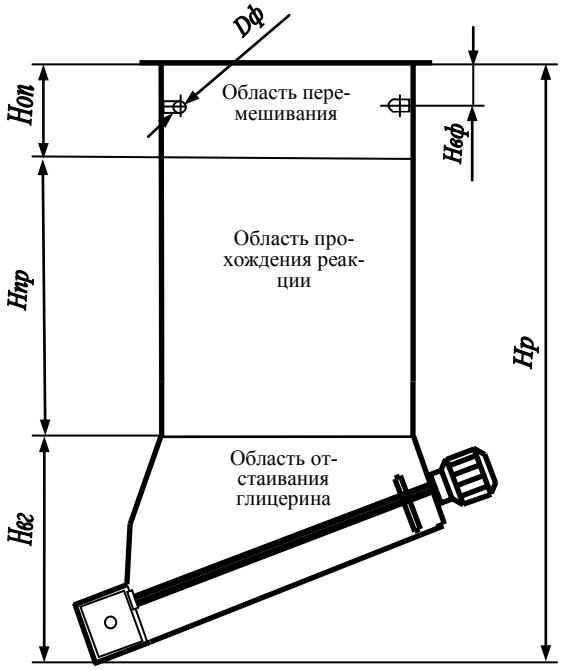


Рис. 3. Схема циркуляционного реактора
Fig. 3. Diagram circulation reactor

Циркуляционный реактор при производстве дизельного биотоплива обеспечивает уменьшение затрат энергии на перемешивание и упрощение конструкции оборудования при обеспечении показателей качества дизельного биотоплива.

Использование гидромеханического перемешивания обеспечивает удельную энергоемкость производства дизельного биотоплива на уровне от 1,3 до 1,5 кВт ч/т.

При полной замене дизельного топлива, которое используется в сельском хозяйстве Украины (1350-1360 тыс. т) и стоимости электроэнергии для сельского хозяйства 0,79 грн/кВт ч. экономия средств на производство дизельного биотоплива будет составлять около 10 млн. грн на один год. Соответственно, при замене 10% дизельного топлива на дизельное биотопливо, экономия будет составлять соответственно 1 млн. грн/год. Ценовые показатели производства дизельного биотоплива и конъюнктура рынка постоянно менялись. Так, например, стоимость метанола выросла с 5000 до 8596 грн/т, стоимость реактивов с 999 до 1717 грн/т, стоимость растительного масла от 3085 до 6834 грн/т. С 2008 по 2013 год рентабельность производства дизельного биотоплива изменялась от 1% до 50%, а срок окупаемости 0,20 до 7,68 лет.

Средний срок окупаемости оборудования для производства дизельного биотоплива в указанные года составил 1,9 года.

Экономическая эффективность производства дизельного биотоплива с применением гидромеханического перемешивания достигается за счет уменьшения энергоемкости его производства и металлоемкости оборудования, а соответственно его стоимости и амортизационных отчислений.

Технико-экономическое обоснование применения циркуляционного реактора выполнено на основе общепринятых экономических показателей по методикам, изложенным в [7, 8].

В качестве критерия для оценки экономической эффективности принято минимальные расходы на производство дизельного биотоплива в условиях фермерских хозяйств.

Согласно расчета, себестоимость производства дизельного биотоплива составляла от 12172 грн/т (для предприятия с площадью пашни 1000 га и использовании циркуляционного реактора объемом 2 м^3) до 12887 грн/т (для предприятия с площадью пашни 100 га и использовании циркуляционного реактора объемом 0,4 м^3).

При расчетах себестоимости принято стоимость растительного масла 9700 грн/т и стоимость метилата калия 11000 грн/т.

В общем виде зависимость себестоимости дизельного биотоплива от площади пашни и объема реактора можно предстать следующим зависимостью:

$$C_Д=12908{,}5495-3{,}3934S+606{,}7126V_P+$$
$$+0{,}0012S^2+0{,}4092SV_P-132{,}319V_P^2.$$

В графическом виде данная зависимость приведена на рис. 4.

ВЫВОДЫ

1. При рыночной стоимости дизельного топлива на уровне 16000 грн/т, годовая прибыль от производства дизельного биотоплива составит от 165 грн/га до 206 грн/га, а уровень рентабельности его производства – от 17% до 22%.

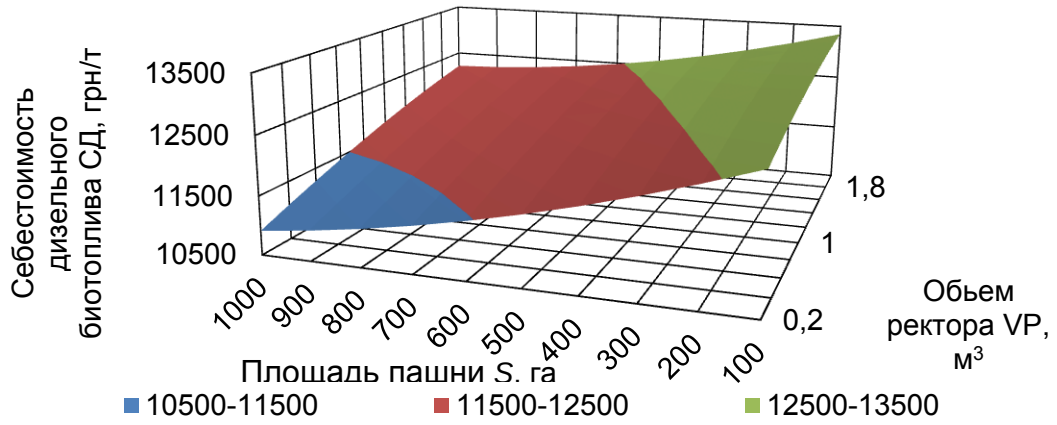


Рис. 4. Зависимость себестоимости дизельного биотоплива $C_Д$ от площади пашни S и объема реактора V_P

Fig. 4. Dependence of the cost of biodiesel from $C_Д$ arable land and S reactor volume Vp

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Vikoristannya. 2011. Vikoristannya gidrodinamichnoi kavitatsii u virobnitstvi dizel'nogo biopaliva / [Sukhenko Yu., Litvinenko O., Sukhenko V., Mushtruk M., Boyko Yu.] // Tekhnika ta tekhnologii APK. Doslidnits'ke. – № 10 (25). – 33–36.

2. Golub G.A. 2014. Vzayemozv'yazok potuzhnosti nasosa ta parametriv gidroreaktivnoi mishalki pri peremishuvanni ripakovoi olii / G.A. Golub, M.Yu. Pavlenko // Naukoviy visnik Natsional'nogo universitetu bioresursiv i prirodokoristuvannya Ukraini. Seriya: tekhnika ta energetika APK / Redkol.: D.O. Mel'nichuk (vidp. red.) ta in. – K.: VTs NUBiP Ukraini. – Vip. 196, ch.1. – 60–65.

3. Golub G.A. 2014. Viprobuvannya gidroreaktivnogo zmishuvacha pri virobnitstvi dizel'nogo biopaliva / Golub G.A., Pavlenko M.Yu. // Tekhniko-tekhnologichni aspekti rozvitku ta viprobuvannya novoi tekhniki i tekhnologiy dlya sil's'kogo gospodarstva Ukraini: zbirnik nauk. pr. UkrNDIPVT im. L. Pogorilogo. – Doslidnits'ke, – Vip. 18 (32), kn. 2. – 350–355.

4. Golub G.A. 2014. Vpliv parametriv gidroreaktivnoi mishalki na ii chastotu obertannya pri virobnitstvi dizel'nogo biopaliva / G.A. Golub, M.Yu. Pavlenko // Mekhanizatsiya ta elektrifikatsiya sil's'kogo gospodarstva. – Vip. 99. – T. 2. – Glevakha. – 84–93.

5. Golub G.A. 2013. Obladnannya dlya virobnitstva dizel'nogo biopaliva / G.A. Golub, V.V. Chuba, M.Yu. Pavlenko // Zbirnik tez dopovidey KhIII vseukrains'koi konferentsii naukovo-pedagogichnikh pratsivnikiv, naukovikh spivrobitnikiv ta aspirantiv «Problemi ta perspektivi rozvitku tekhnichnikh ta bioenergetichnikh sistem prirodokoristuvannya» / Navchal'no-naukoviy tekhnichniy institut Natsional'nogo Universitetu bioresursiv i prirodokoristuvannya Ukraini. – K. – 12.

6. Golub G.A. 2009. Parametri kil'tsevogo trubchastogo eterifikatora dlya virobnitstva biodizel'nogo paliva / G.A. Golub, M.I. Vir'ovka // Naukoviy visnik Natsional'nogo universitetu bioresursiv i prirodokoristuvannya Ukraini / Redkol. D.O. Mel'nichuk (vidp. red.) ta in. – K. – Vip. 134, ch.2. – 124–130.

7. Golub G.A. 2012. Cobivartist' virobnitstva olii ta dizel'nogo biopaliva v umovakh sil's'kogospodars'kikh pidpriyemstv / Golub G.A., Luk'yanets' S.V. // Suchasni problemi zbalansovanogo prirodokoristuvannya: Zbirnik naukovikh prats' / Podil's'kiy derzhavniy agrarno-tekhnichniy universitet (PDATU); Naukoviy redaktor: Bakhmat M.I. – Kam'yanets'-Podil's'kiy. – Spetsial'niy vipusk do VII naukovo-praktichnoi konferentsii. – 207–212.

8. Golub G.A. 2013. Analiz dinamiki spivvidnoshennya tsin na zerno ta palivo dlya dizeliv / G.A. Golub, S.V. Luk'yanets' // Naukovi pratsi Pivdennogo filialu Natsional'nogo universitetu bioresursiv i prirodokoristuvannya Ukraini "Krims'kiy agrotekhnologichniy universitet": Ekonomichni nauki. – Vip. 152. – Simferopol': VD "ARIAL". – 101–109.

9. Kompleksni. 2011. Kompleksni energooshchadni sistemi virobnitstva i vikoristannya tverdikh ta ridkikh biopaliv v umovakh APK : rekomendatsii dlya agropromislovikh pidpriyemstv Ukraini / [M.D. Mel'nichuk, V.O. Dubrovin, V.G. Mironenko, V.M. Polishchuk ta in.]; NUBiP Ukraini. – K.: NUBiP Ukraini. – 66–74.

10. Kukharets' S.M. 2014. Analiz protsesu otrimannya biodizel'nogo pal'nogo ta obhruntuvannya osnovnikh parametriv reaktora-rozdilyuvacha / S.M. Kukharets', G.A. Golub, V.M. Khrus // Suchasni problemi zbalansovanogo prirodokoristuvannya: Zbirnik naukovikh prats' / Podil's'kiy derzhavniy agrarno-tekhnichniy universitet (PDATU); Naukoviy redaktor: Ivanishin I.I. – Kam'yanets'-Podil's'kiy – Spetsial'niy vipusk do IKh naukovo-praktichnoi konferentsii. – 137–143.

11. Maslo I.P. 2004. Virobnitstvo ta vikoristannya biopaliva na osnovi roslinnikh oliy / I.P. Maslo, V.P. Zabors'kiy, M.I. Vir'ovka // Materiali mizhnarodnoi naukovo-praktichnoi konferentsii „Problemi ta perspektivi rozvitku agrarnoi mekhaniki". – Dnipropetrovs'k, 2004. – 49–51.

12. Dragnyev S.V. 2009. Obrruntuvannya adaptivnogo protsesu i parametriv reaktora dlya oderzhannya metilo-vikh efiriv roslinnikh oliy: avtoref. dis. … kand. tekhnichnikh nauk: 05.05.11 – mashini i zasobi mekhanizatsii sil's'kogospodars'kogo virobnitstva / S.V. Drag-

nyev; Natsional'niy universitet bioresursiv i prirodokoristuvannya Ukraini. – K. – 20.

13. Polishchuk V.M. 2010. Tekhnologii virobnitstva biodizelya (oglyad) / V.M. Polishchuk, S.Ye Tarasenko, I.D. Gumenyuk, M.M. Yastrub, O.V. Polishchuk // Naukoviy visnik Natsional'nogo universitetu bioresursiv i prirodokoristuvannya. – Kiev, 2010. – 354–359.

14. Sil's'ke 2011. Sil's'ke gospodarstvo Ukraini. Stat. zb.; za red. Yu.M. Ostapchuka. – K.: Derzhavna sluzhba statistiki Ukraini. – 370.

15. Umins'kiy S. 2013. Gidrodinamichne obladnannya dlya otrimannya biopaliva / S. Umins'kiy, S. Inyutin // Tekhnika ta tekhnologii APK. Doslidnits'ke: – № 2 (41). – 11–13.

16. Polishchuk V. 2012. Alternativnyye dizelnyye topliva / Viktor Polishchuk, Valeriy Dubrovin, Aleksey Polishchuk // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. Vol. 14 C. – 20–31.

17. Mushtruk M. 2012. Intensifikatsiya protsessa preobrazovaniya zhirov v dizelnoye biotoplivo. Mikhail Mushtruk, Yuriy Sukhenko, Vladislav Sukhenko // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – T. 14C. – 96–103

18. Jevič P. 2012. Technical standart for rapeseed oil as fuel / Petr Jevič, Valeriy Dubrovin, Eugeniusz Krasowski // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – Vol. 14C. – 4–8.

19. Kravchuk V.I. 2010. Tekhnologii ta obladnannya dlya vikoristannya ponovlyuvanikh dzherel energii v silskogospodarskomu virobnitstvi / Za red. Kravchuka V.I., Dubrovina V.O. – Doslidnitske: UkrNDPIVT im. L. Pogorilogo. – 51–68.

20. Melnichuk M.D. 2011. Kompleksni energooshchadni sistemi virobnitstva i vikoristannya tverdikh ta ridkikh biopaliv v umovakh APK: rekomendatsii dlya agropromislovikh pidpriyemstv Ukraini / [M.D. Melnichuk, V.O. Dubrovin, V.G. Mironenko, V.M. Polishchuk ta in.]; NUBiP Ukraini. – K.: NUBiP Ukraini. – 66–70.

21. Blyum Ya.B. 2010. Novitni tekhnologii bioyen-ergokonversii: Monografiya / Ya.B. Blyum, G.G. Geletukha, I.P. Grigoryuk, V.O. Dubrovin, A.I. Yemets, G.M. Zabarniy, G.M. Kaletnik, M.D. Melnichuk, V.G. Mirinenko, D.B. Rakhmetov, S.P. Tsigankov. – K.: «Agrar Media Grup». – 326.

EFFICIENCY USING EQUIPMENT TO PRODUCE BIODIESEL

Summary. Powered by efficient use of equipment for the production of biodiesel with hydromechanical circulation and ne-remixing. The economic effect, of biodiesel production using hydro turn-tening is achieved by reducing the energy intensity of its production capacity and metal equipment, and therefore its cost and depreciation. Feasibility study prima tion loop reactor made on the basis of generally accepted economic indicators are on the procedures. As a criterion for evaluating the economic efficiency made the minimum cost of producing biodiesel in a farm.

Key words: vegetable oil, diesel biofuel, hydro mixing, circulation mixing.

АНАЛИЗ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ДВИЖЕНИЯ РОЛИКОВОЙ ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ С УРАВНОВЕШЕННЫМ ПРИВОДОМ

Вячеслав Ловейкин[1], Константин Почка[2]

[1]Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: lovvs@ukr.net
[2]Киевский национальный университет строительства и архитектуры
Проспект Воздухофлотский, 31, г. Киев, Украина. E-mail: shanovniy@ukr.net

Vyacheslav Loveykin[1], Konstantin Pochka[2]

[1]National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kyiv, Ukraine. E-mail: lovvs@ukr.net
[2]Kyiv National University of Construction and Architecture
Avenue Povitroflotsky, 31, Kyiv, Ukraine. E-mail: shanovniy@ukr.net

Аннотация. Для роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом для четырёх формовочных тележек отслежено изменение угловой скорости кривошипа с момента пуска и при установившемся режиме движения, определены коэффициенты неравномерности движения и динамичности. Для уменьшения неравномерности движения к рациональным пределам предложена методика выбора параметров маховика.

В результате проведенных исследований получены функции изменения угловой скорости и углового ускорения кривошипа роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом, определены коэффициенты неравномерности движения, динамичности и обобщённый коэффициент оценки движения. При необходимости уменьшения неравномерности движения до рациональных пределов предложена методика выбора параметров маховика.

Результаты работы могут в дальнейшем быть использованы для уточнения и усовершенствования существующих инженерных методов расчёта приводных механизмов машин роликового формования как на стадиях проектирования/конструирования, так и в режимах реальной эксплуатации.

Ключевые слова: роликовая формовочная установка, приводной механизм, угловая скорость, неравномерность движения.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В существующих установках поверхностного уплотнения железобетонных изделий используется кривошипно-ползунный или гидравлический привод возвратно-поступательного движения формовочной тележки с уплотняющими роликами [1-3]. Во время постоянных пускотормозных режимов движения возникают значительные динамические нагрузки в элементах приводного механизма и в элементах формовочной тележки, которые могут привести к преждевременному выходу установки из рабочего состояния.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В существующих теоретических и экспериментальных исследованиях машин роликового формования железобетонных изделий обосновано их конструктивные параметры и продуктивность [1-3]. Вместе с тем недостаточно внимания уделено исследованию действующим динамическим нагрузкам и режимам движения [4-14], что в значительной мере влияет на работу установки и на качество готовой продукции.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы состоит в исследовании неравномерности движения роликовой формовочной установки с усовершенствованной

конструкцией приводного механизма и методике выбора параметров маховика.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для повышения продуктивности работы с одновременным снижением затрат энергии на обеспечение технологического процесса уплотнения бетонной смеси и разгрузки приводного механизма было разработано конструкцию роликовой формовочной установки [15, 16], которая состоит с неподвижного портала и четырёх формовочных тележек, которые исполнены с возможностью приведения в возвратно-поступательное движение от общего привода с четырьмя кривошипно-ползунными механизмами, кривошипы которых жёстко закреплены на едином приводному валу и смещены между собою на угол $\Delta\varphi = 90^0$. Все формовочные устройства размещены параллельно между собою с одной стороны приводного вала для обеспечения уплотнения бетонной смеси на одной технологической линии. При использовании общего уравновешенного привода на четыре формовочные тележки повышается продуктивность установки, уменьшаются динамические нагрузки в элементах её приводного механизма, уменьшаются лишние разрушительные нагрузки на рамную конструкцию [17, 18] и, соответственно, повышается долговечность установки в целом.

На рис. 1 изображен общий вид роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом для четырёх формовочных тележек (вид сбоку), а на рис. 2 приведена её кинематическая схема. Установка состоит с четырёх одинаковых формовочных тележек 1, 2, 3 и 4, которые размещены с одной стороны от привода. Каждая из тележек через шатуны 5, 6, 7 и 8 шарнирно подвижно соединена с кривошипами 9, 10, 11 и 12, которые жёстко закреплены на едином приводном валу 13 и смещены один относительно другого на угол $\Delta\varphi = 90^0$. Формовочные тележки 1, 2, 3 и 4 смонтированы на общем портале 14 (рис. 1). На портале 14 есть направленные движения 15, в которых осуществляют возвратно поступательные движения вышеупомянутые формовочные тележки на пустотою формы 16. Формовочные тележки 1, 2, 3 и 4 имеют подающий бункер 17 и укатывающие ролики 18, которые установлены в направленном движения 15.

В таких установках наблюдается определённая неравномерность движения формовочных тележек во время процесса уплотнения бетонной смеси, что приводит к снижению качества изделий и возникновению значительных динамических нагрузок на элементы привода и конструкции установки.

Неравномерность движения в первом приближении может быть определена для формовочной установки представленной динамической моделью с одною степенью свободы, где в качестве обобщённой координаты приняты угловая координата поворота кривошипа.

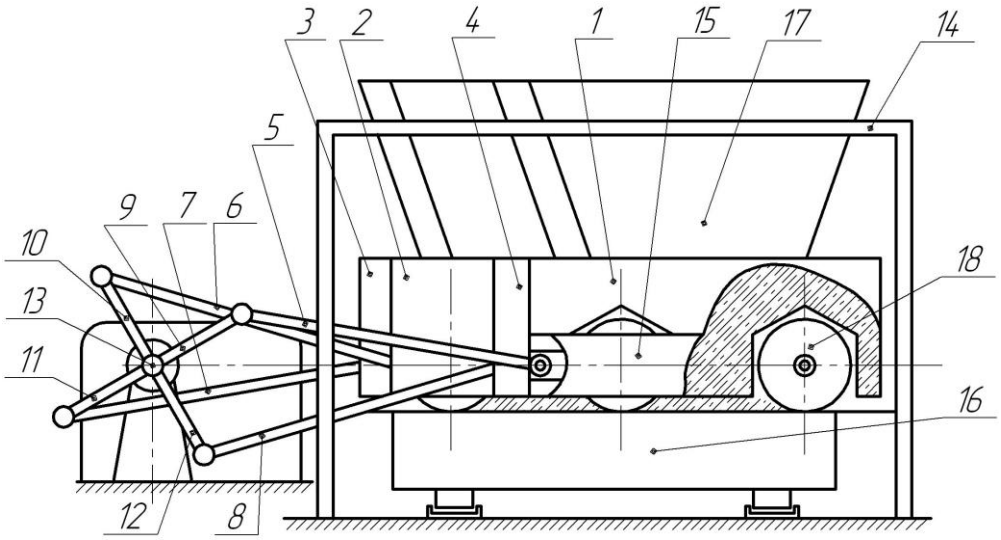


Рис. 1. Роликовая формовочная установка с уравновешенным приводом
Fig. 1. Roller forming installation with the balanced drive

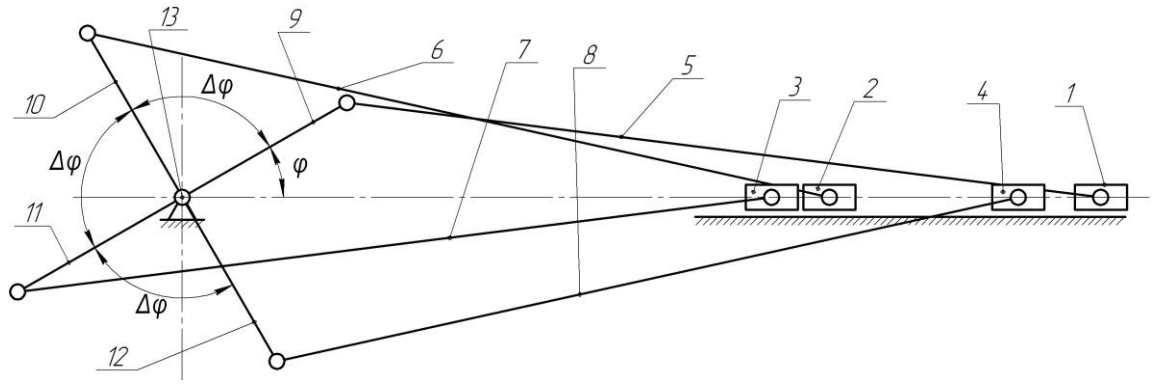


Рис. 2. Кинематическая схема роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом

Fig. 2. Kinematic scheme of roller forming installation with balanced drive

Для такой модели было записано дифференциальное уравнение движения:

$$I_{зв}(\varphi)\cdot\omega\cdot\frac{d\omega}{d\varphi}+\frac{\omega^2}{2}\cdot\frac{dI_{зв}(\varphi)}{d\varphi}= =M_{\partial}(\omega)-M_c(\varphi), \quad (1)$$

где: φ, ω – угловая координата и скорость кривошипа, $I_{зв}(\varphi)$ – приведенный к оси поворота кривошипа момент инерции установки, $M_{\partial}(\omega)$ – движущий момент на валу электродвигателя привода приведенный к оси поворота кривошипа, $M_c(\varphi)$ – приведенный к оси поворота кривошипа момент всех действующих внешних сил, включая силу сопротивления перемещению формовочных тележек и силу тяжести шатунов.

Уравнение (1) представляет собой нелинейное уравнение первого порядка, которое не поддаётся аналитическому интегрированию. Поэтому для его решения был использован численный метод, предложенный профессором Барановым [19]. Согласно этому методу уравнение (1) представлено в виде:

$$2\cdot I_{зв}(\varphi)\cdot d\omega+\omega\cdot dI_{зв}(\varphi)= =2\cdot\frac{M_{\partial}(\omega)-M_c(\varphi)}{\omega}\cdot d\varphi. \quad (2)$$

Заменив в уравнении (2): $d\varphi\approx\Delta\varphi$ – шаг интегрирования, $dI_{зв}\approx I_{зв(i+1)}-I_{зв(i)}$, $d\omega=\omega_{i+1}-\omega_i$, $\Delta\varphi=\varphi_{i+1}-\varphi_i$, получено:

$$2\cdot I_{зв(i)}\cdot(\omega_{i+1}-\omega_i)+\omega_i\cdot\left(I_{зв(i+1)}-I_{зв(i)}\right)= =2\cdot\frac{M_{\partial}(\omega_i)-M_c(\varphi_i)}{\omega_i}, \quad (3)$$

где: φ_i, ω_i, $I_{зв(i)}$, $M_{\partial}(\omega_i)$, $M_c(\varphi_i)$ – соответственно угловая координата кривошипа, угловая скорость вращения кривошипа, момент инерции, движущий момент и момент сил сопротивления приведенные к оси вращения кривошипа в положении i ($i=0,1,2,...,n$), n – количество точек расчёта, φ_{i+1}, ω_{i+1}, $I_{зв(i+1)}$ – соответственно угловая координата, скорость и приведенный момент инерции механизма к оси поворота кривошипа в положении $i+1$.

Решив уравнение (3) относительно ω_{i+1}, получено:

$$\omega_{i+1}=\frac{\left[M_{\partial}(\omega_i)-M_c(\varphi_i)\right]}{I_{зв(i)}\cdot\omega_i}\cdot\Delta\varphi+ +\frac{\left(3\cdot I_{зв(i)}-I_{зв(i+1)}\right)}{2\cdot I_{зв(i)}}\cdot\omega_i. \quad (4)$$

Для решения уравнения (4) были определены все необходимые характеристики установки.

Определён приведенный к оси поворота кривошипа момент сил сопротивления $M_c=M_c(\varphi)$:

$$M_c=F_c\cdot\frac{\partial x_1}{\partial\varphi}+F_c\cdot\frac{\partial x_2}{\partial\varphi}+F_c\cdot\frac{\partial x_3}{\partial\varphi}+F_c\cdot\frac{\partial x_4}{\partial\varphi}+ +G_5\cdot\frac{\partial y_{s5}}{\partial\varphi}+G_6\cdot\frac{\partial y_{s6}}{\partial\varphi}+G_7\cdot\frac{\partial y_{s7}}{\partial\varphi}+G_8\cdot\frac{\partial y_{s8}}{\partial\varphi}, \quad (5)$$

где: $\frac{\partial x_1}{\partial\varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial\varphi}$, $\frac{\partial x_3}{\partial\varphi}$, $\frac{\partial x_4}{\partial\varphi}$, $\frac{\partial y_{s5}}{\partial\varphi}$, $\frac{\partial y_{s6}}{\partial\varphi}$, $\frac{\partial y_{s7}}{\partial\varphi}$, $\frac{\partial y_{s8}}{\partial\varphi}$ – первые передаточные функции центров масс тележек 1, 2, 3 и 4, а также вертикальные составляющие первых передаточных функций центров масс шатунов 5, 6, 7 и 8, которые определяются следующим образом [17, 18]:

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin\varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos\varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2\varphi}}\right), \quad \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}}\right),$$

$$\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)}}\right),$$

$$\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi)}}\right),$$

$$\frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos\varphi, \quad \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi), \quad \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi), \quad \frac{\partial y_{s8}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi). \qquad (6)$$

где: r – радиус кривошипа, l – длина шатуна, F_c – сила сопротивления перемещению формовочной тележки, которая рассчитана по методике, приведенной в работе [3], $G_5 = G_6 = G_7 = G_8 = l \cdot q \cdot g$ – сила тяжести шатунов 5, 6, 7 и 8, q – масса единицы длины шатуна, $g = 9.81 м/с^2$ – ускорение свободного падения, $\Delta\varphi$ – кут смещения кривошипов.

Для роликовой формовочной установки с параметрами $r = 0{,}2 м$, $l = 0.8 м$, $q = 80 кг/м$ определена сила сопротивления $F_c = 3562 Н$, которая необходима на перемещение формовочной тележки с двумя укатывающими роликами радиусом $R = 0{,}11 м$ для формования изделий со следующими характеристиками: высота изделия – $h_0 = 0{,}22 м$, ширина изделия – $B = 1{,}164 м$, тип уплотняемой смеси – мелкозернистая смесь, влажность бетонной смеси – $W = 10\%$, нужная плотность изделия – $k_{уп} = 0{,}98$, величина максимального контактного давления, обеспечивающая $k_{уп} = 0{,}98$ при $W = 10\%$, по экспериментальным данным $p = 625 кПа$.

Все внешние силы были приведены к оси поворота кривошипа и представлены в виде момента сил сопротивления перемещению формовочной тележки в зависимости от угла поворота кривошипа, график изменения которого представлен на рис. 3.

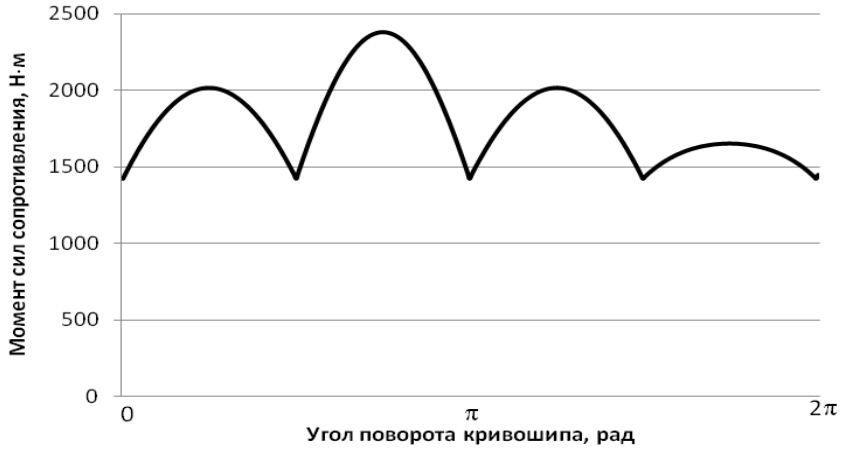


Рис. 3. График изменения момента сил сопротивления на перемещение формовочных тележек в зависимости от угла поворота кривошипа

Fig. 3. Schedule of change of moment of forces of resistance on movement of forming carts depending on crank angle of rotation

Определено среднее значение приведенного момента сил сопротивления за цикл поворота кривошипа:

$$M_{ccp} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} M_c(\varphi) \cdot d\varphi = 1814 H \cdot м,$$

и найдена номинальная расчётная мощность двигателя:

$$P_н = \frac{M_{ccp} \cdot \omega_1}{10^3 \cdot \eta} = \frac{1814 \cdot 10{,}5}{10^3 \cdot 0{,}95} = 20{,}05 кВт,$$

где: $\omega_1 = 10{,}5 рад/с$ – угловая скорость кривошипа, $\eta = 0{,}95$ – КПД привода.

За этими данными выбран [20] асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором серии 4А основного исполнения 4А160М6У3 с параметрами: $P = 22{,}0 кВт$ – мощность электродвигателя, $\omega_o = 104{,}72 рад/с$, $\omega_н = 102{,}1 рад/с$, $\omega_{кр} = 92{,}73 рад/с$ – синхронная, номинальная и критическая скорости вращения ротора двигателя, $I_{дв} = 0{,}4 кг \cdot м^2$ – момент инерции ротора двигателя, $M_п = 280{,}1 H \cdot м$ – пусковой момент, $M_н = 215{,}5 H \cdot м$ – номинальный момент, $M_{кр} = 517{,}14 H \cdot м$ – критический момент, $\lambda = M_{кр} / M_н = 2{,}4$ – отношение критического момента к номинальному.

Также подобраны соединительная муфта МУВП [21] с номинальным передаваемым моментом $M_{мном} = 500 H \cdot м$ и моментом инерции $I_м = 0{,}32 кг \cdot м^2$ и редуктор Ц2-400 с передаточным числом $i_{пр} = 9{,}8$ и моментом инерции $I_{ред} = 0{,}036 кг \cdot м^2$.

Для выбранного электродвигателя по формуле Клосса построена механическая характеристика:

$$M(\omega) = 2 \cdot M_{кр} \cdot \frac{(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр})}{1 + \left[(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр})\right]^2}. \quad (7)$$

Выходя из зависимости (7), определён движущий момент на валу кривошипа:

$$M_д = M(\omega) \cdot i_{пр} \cdot \eta. \quad (8)$$

Определён также приведенный к оси поворота кривошипа момент инерции установки:

$$I_{пр} = I_o \cdot i_{пр}^2 + m_1 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}\right)^2 + m_2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}\right)^2 +$$
$$+ m_3 \cdot \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}\right)^2 + m_4 \cdot \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi}\right)^2 +$$
$$+ l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi}\right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi}\right)^2\right] +$$
$$+ I_{s5} \cdot \left(\frac{\partial \beta}{\partial \varphi}\right)^2 + l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi}\right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi}\right)^2\right] +$$
$$+ I_{s6} \cdot \left(\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi}\right)^2 + + l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi}\right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi}\right)^2\right] +$$
$$+ I_{s7} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial \varphi}\right)^2 + l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s8}}{\partial \varphi}\right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s8}}{\partial \varphi}\right)^2\right] +$$
$$+ I_{s8} \cdot \left(\frac{\partial \psi}{\partial \varphi}\right)^2, \quad (9)$$

где: $I_o = I_{дв} + I_м + I_{ред} = 0{,}4 + 0{,}32 + 0{,}036 = 0{,}756 кг \cdot м^2$ – момент инерции приводного механизма (двигателя, муфты, редуктора) относительно оси поворота кривошипа, $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = 1000 кг$ – масса формовочных тележек 1, 2, 3 и 4, $I_{s5} = I_{s6} = I_{s7} = I_{s8} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – собственный момент инерции шатунов 5, 6, 7 и 8 относительно их центров масс, $\frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s8}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \beta}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \rho}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \psi}{\partial \varphi}$ – горизонтальные составляющие первых передаточных функций центров масс шатунов 5, 6, 7 и 8, а также первые передаточные функции их углового размещения относительно горизонтали, которые определяются следующим образом [17, 18]:

$$\frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin\varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos\varphi}{\sqrt{1 - r^2 / l^2 \cdot \sin^2\varphi}}\right),$$

$$\frac{\partial x_{S6}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2 / l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}}\right),$$

$$\frac{\partial x_{S7}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi) \times$$

$$\times \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2 / l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)}} \right),$$

$$\frac{\partial x_{S8}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi) \times$$

$$\times \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2 / l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi)}} \right),$$

$$\frac{\partial \beta}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos\varphi}{\sqrt{1 - r^2 / l^2 \cdot \sin^2 \varphi}},$$

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2 / l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}},$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2 / l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)}},$$

$$\frac{\partial \psi}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2 / l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3 \cdot \Delta\varphi)}}. \qquad (10)$$

На основании вышеприведенных зависимостей построен график изменения приведенного к оси поворота кривошипа момента инерции установки от угла его поворота за цикл (рис. 4).

Время, соответствующее значению угловой скорости ω_{i+1}, может быть определено зависимостью:

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2 \cdot \Delta\varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}, \qquad (11)$$

с помощью которой получено угловое ускорение кривошипа:

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \qquad (12)$$

где: t_i, t_{i+1} – соответственно значения времени движения в положениях кривошипа i и $i+1$.

Подставив полученные зависимости в уравнение (4) для каждой точки расчёта, начиная с состояния покоя ($i = 0$), получено график изменения угловой скорости кривошипа в зависимости от угла его поворота (рис. 5). С помощью зависимости (12) построен график изменения углового ускорения кривошипа в зависимости от угла его поворота (рис. 6).

Анализ графиков на рис. 5 и рис. 6 показывает, что на протяжении 8 оборотов кривошипа его угловая скорость постоянно увеличивается, а угловое ускорение постоянно увеличивает свою амплитуду.

После 8 оборотов кривошипа угловая скорость и угловое ускорение изменяются в определённых пределах, то есть вращение кривошипа достигает установившегося режима движения.

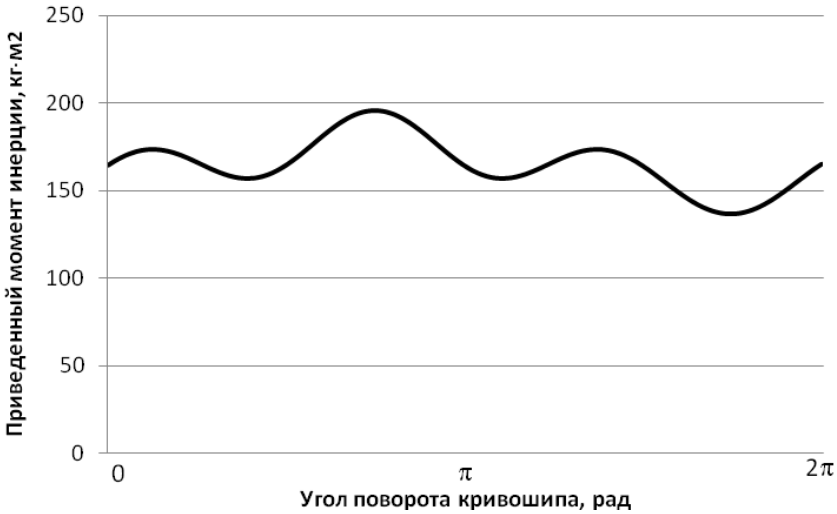


Рис. 4. График изменения приведенного момента инерции установки в зависимости от угла поворота кривошипа

Fig. 4. Schedule of change of given moment of inertia of installation depending on crank angle of rotation



Рис. 5. График изменения угловой скорости кривошипа установки в зависимости от угла его поворота

Fig. 5. Schedule of change of angular speed of crank of installation depending on corner of its turn

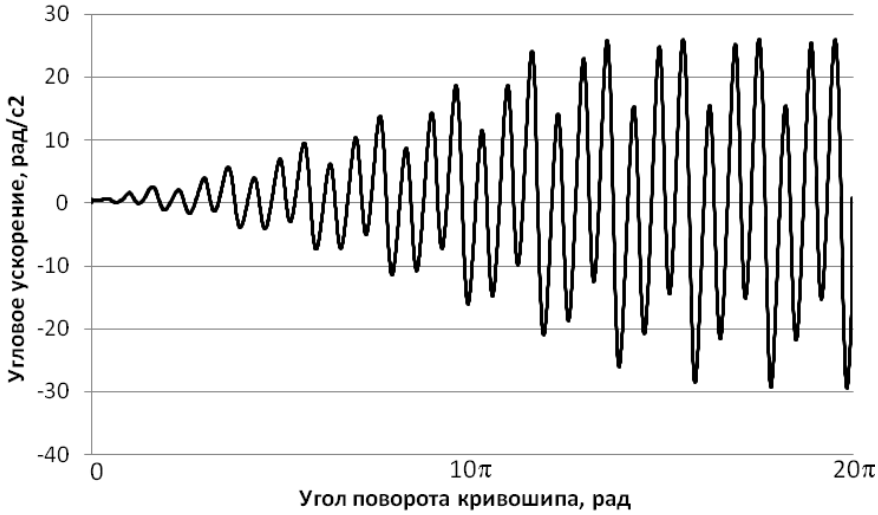


Рис. 6. График изменения углового ускорения кривошипа установки в зависимости от угла его поворота

Fig. 6. Schedule of change of angular acceleration of crank of installation depending on corner of its turn

Это значит, что с момента пуску установка выходит на режим установившегося движения за 8 полных оборотов кривошипа.

Выйдя на установившийся режим движения, кривошип вращается с определённой угловой скоростью, которая изменяется в пределах от $\omega_{\min} = 9{,}02 рад/с$ до $\omega_{\max} = 11{,}752 рад/с$.

При этом её среднее значение становит $\omega_{ср} = 10{,}288 рад/с$, а коэффициент неравномерности движения определяется зависимостью [19]:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{ср}} = \frac{11{,}752 - 9{,}02}{10{,}288} = 0{,}265. \quad (13)$$

Угловое ускорение при установившемся режиме движения кривошипа изменяется в пределах от $\varepsilon_{\min} = -29{,}55 рад/с^2$ до $\varepsilon_{\max} = 26{,}031 рад/с^2$. При этом коэффициент динамичности движения будет иметь вид [19]:

$$\text{Н} = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{ср}^2} = \frac{29{,}55}{10{,}288^2} = 0{,}2792. \quad (14)$$

Для суммарной оценки технологических и динамических свойств формовочной уста-

новки использован обобщённый коэффициент оценки движения [22, 23]:

$$k_{\partial} = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{cp}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{cp}^2} = \\ = \frac{(11{,}752 - 9{,}02)^2}{10{,}288^2} + \frac{29{,}55}{10{,}288^2} = 0{,}3497. \quad (15)$$

Одним из методов уменьшения коэффициентов неравномерности движения, динамичности и обобщённого коэффициента оценки движения есть установление на вал двигателя или на приводной вал кривошипов установки маховик.

Проведя расчёты динамики движения установки с разными значениями момента инерции маховика получено изменение коэффициентов неравномерности движения, динамичности и обобщённого коэффициента оценки движения на установившемся режиме движения (табл. 1).

На основании данных табл. 1 построены графики изменения коэффициентов неравномерности движения, динамичности и обобщённого коэффициента оценки движения в зависимости от момента инерции маховика (рис. 7 – рис. 9).

Анализ этих графиков показывает, что коэффициенты неравномерности движения, динамичности и обобщённый коэффициент оценки движения резко снижаются до значения момента инерции маховика $I_м = 250\,кг \cdot м^2$, а потом идёт их плавная стабилизация, которая почти не влияет на изменение динамики движения установки.

Таблица 1. Результаты расчётов
Table 1. Results of calculations

$I_м$, $кг \cdot м^2$	$\omega_{\min}$, $рад/с$	$\omega_{\max}$, $рад/с$	$\omega_{ср}$, $рад/с$	δ	$\varepsilon_{\min}$, $рад/с^2$	$\varepsilon_{\max}$, $рад/с^2$	Н	k_{∂}
0	9,02	11,752	10,288	0,265	-29,55	26,031	0,2792	0,3497
50	9,324	11,43	10,33	0,204	-21,427	19,97	0,2008	0,2424
100	9,523	11,238	10,357	0,166	-16,86	16,434	0,157	0,1846
150	9,663	11,111	10,375	0,139	-13,914	13,954	0,129	0,1491
200	9,765	11,02	10,387	0,121	-11,847	12,13	0,112	0,127
250	9,84	10,95	10,396	0,107	-10,31	10,725	0,099	0,1106
300	9,906	10,895	10,402	0,095	-9,13	9,61	0,0888	0,0978
350	9,957	10,85	10,407	0,086	-8,22	8,71	0,0804	0,0878
400	9,998	10,81	10,41	0,078	-7,54	7,95	0,0734	0,0794
450	10,03	10,78	10,412	0,072	-6,98	7,33	0,0676	0,0728
500	10,06	10,756	10,414	0,067	-6,49	6,79	0,0626	0,067
550	10,09	10,73	10,416	0,061	-6,06	6,32	0,0582	0,062
600	10,11	10,71	10,416	0,058	-5,68	5,92	0,0546	0,0579
650	10,13	10,69	10,417	0,054	-5,35	5,56	0,0512	0,0541
700	10,14	10,68	10,417	0,052	-5,06	5,25	0,0484	0,0511
750	10,16	10,665	10,417	0,048	-4,79	4,96	0,0457	0,0481
800	10,17	10,65	10,417	0,046	-4,56	4,71	0,0434	0,0455
850	10,18	10,64	10,417	0,044	-4,33	4,48	0,0413	0,0432
900	10,19	10,63	10,417	0,042	-4,14	4,27	0,0393	0,0411
950	10,2	10,62	10,416	0,04	-3,96	4,08	0,0376	0,0392
1000	10,21	10,61	10,416	0,038	-3,79	3,91	0,036	0,0375

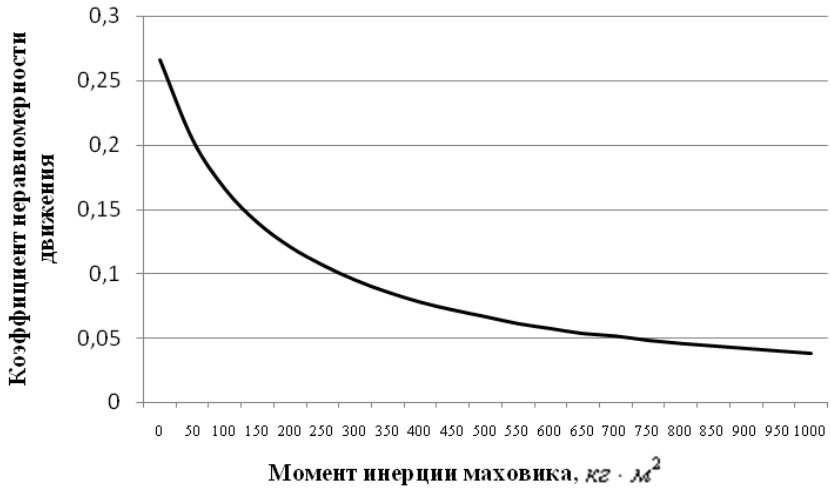


Рис. 7. График изменения коэффициента неравномерности движения в зависимости от изменения момента инерции маховика

Fig. 7. Schedule of change of coefficient of unevenness of movement depending on change of the moment of inertia of flywheel

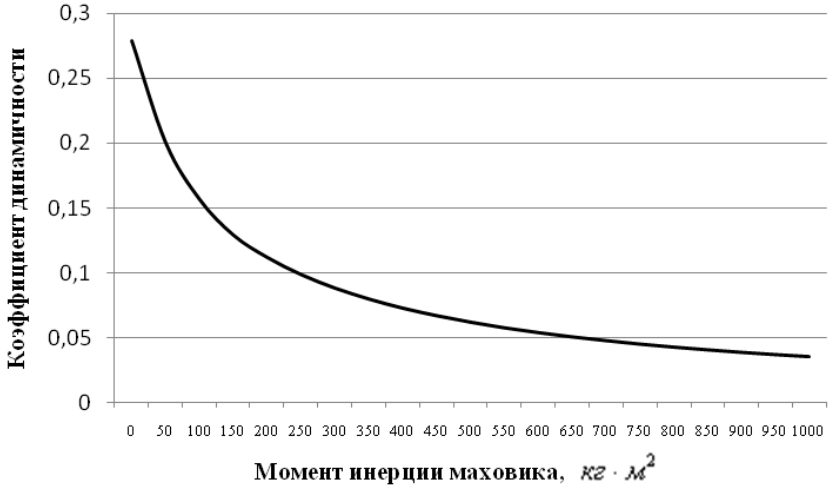


Рис. 8. График изменения коэффициента динамичности в зависимости от изменения момента инерции маховика

Fig. 8. Schedule of change of coefficient of dynamism depending on change of moment of inertia of flywheel



Рис. 9. График изменения обобщённого коэффициента оценки движения в зависимости от изменения момента инерции маховика

Fig. 9. Schedule of change of generalized movement assessment coefficient depending on change of moment of inertia of flywheel

Однако длительность пуска установки увеличивается пропорционально увеличению момента инерции маховика, поэтому дальнейшее увеличение момента инерции маховика установки не целесообразно.

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенных исследований получены функции изменения угловой скорости и углового ускорения кривошипа роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом, определены коэффициенты неравномерности движения, динамичности и обобщённый коэффициент оценки движения. При необходимости уменьшения неравномерности движения до рациональных пределов предложена методика выбора параметров маховика.

2. Результаты работы могут в дальнейшем быть использованы для уточнения и усовершенствования существующих инженерных методов расчёта приводных механизмов машин роликового формования как на стадиях проектирования/конструирования, так и в режимах реальной эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Garnec V.M. 1991. Progresivni betonoformujuchi agregati i kompleksi / V.M. Garnec. – K.: Budivelnik. – 144.

2. Kuzin V.N. 1981. Tehnologija rolikovogo formovanija ploskih izdelij iz melkozernistyh betonov: Avtoref. dis. kand. nauk. – M. – 20.

3. Rjushin V.T. 1986. Issledovanie rabochego processa i razrabotka metodiki rascheta mashin rolikovogo formovanija betonnyh smesej: Dissertacija na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tehnicheskih nauk. – K. – 24.

4. Lovejkin V.S. 2004. Patent Ukraini na vinahid № 67091 A. Ustanovka dlja formuvannja virobiv z betonnih sumishej / V.S. Lovejkin, V.M. Garnec, K.I. Pochka – № u2003076371 zajavl. 08.07.2003, opubl. 15.06.2004, Bjul. № 6. – 4.

5. Lovejkin V.S. 2004. Patent Ukraini na vinahid № 70523 A. Ustanovka dlja formuvannja virobiv z betonnih sumishej / V.S. Lovejkin, V.M. Garnec, K.I. Pochka – № u20031110814 zajavl. 28.11.2003, opubl. 15.10.2004, Bjul. № 10. – 4.

6. Lovejkin V.S. 2004. Dinamichnij analiz rolikovoi formovochnoi ustanovki z rekuperacijnim privodom / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // Dinamika, micnist i nadijnist silskogospodarskih mashin: Pr. I-i Mizhnarod-noi naukovo-tehnichnoi konferencii (DSR AM-I), 4-7 zhovtnja 2004 r. – Ternopil (Ukraina). – 507–514.

7. Lovejkin V.S. 2003. Silovij analiz rolikovoi formovochnoi ustanovki z rekuperacijnim privodom / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // Tehnika budivnictva. – Kyiv. – Vyp. 14. – 27–37.

8. Pochka K.I. 2008. Rozrobka ta analiz rolikovoi formuvalnoi ustanovki z rekuperacijnim privodom: Avtoref. dis. kand. nau. / K.I. Pochka. – K.: KNUBA. – 24.

9. Lovejkin V.S. 2005. Analiz nerivnomirnosti ruhu rolikovoi formovochnoi ustanovki z rekuperacijnim privodom / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // Naukovo-tehnichnij ta virobnichij zhurnal «Pidjomno-transportna tehnika». – Vyp. 4. – 19–33.

10. Lovejkin V.S. 2004. Optimizacija konstruk-tivnih parametriv privodnogo mehanizmu roli-kovoi formovochnoi ustanovki z rekuperacijnim privodom / V.S. Lovejkin, D.A. Palamarchuk, K.I. Pochka // Naukovo-tehnichnij zhurnal «Tehnika budivnictva». – № 15. – 40–48.

11. Lovejkin V.S. 2010. Dinamichnij analiz rolikovoi formuvalnoi ustanovki z energetichno vrivnovazhenim privodom / V.S. Lovejkin, V.P. Kovbasa, K.I. Pochka // Naukovij visnik Nacionalnogo universitetu bioresursiv i prirodokoristuvannja Ukraini. Serija: tehnika ta energetika APK. – K. – Vyp. 144, ch. 5. – 338–344.

12. Lovejkin V.S. 2011. Silovij analiz rolikovoi formuval'noi ustanovki z energetichno vrivnovazhenim privodom. / V.S. Lovejkin, V.P. Kovbasa, K.I. Pochka // Naukovij visnik Tavrijskogo derzhavnogo agrotehnologichnogo universitetu. – Melitopol: TDATU. – Vyp. 1. – T. 2. – 16–23.

13. Lovejkin V.S. 2010. Optimizacija konstruk-tivnih parametriv privodnogo mehanizmu roli-kovoi formuvalnoi ustanovki z energetichno vrivnovazhenim privodom / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // MOTROL.

Motorization and power industry in agriculture. – Tom 12 B. – Lublin. – 9–18.

14. Lovejkin V.S. 2010. Analiz nerivnomirnosti ruhu rolikovoi formuvalnoi ustanovki z energetichno vrivnovazhenim privodom / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // Vibracii v tehnici ta tehnologijah. – № 4 (60). – 20–29.

15. Lovejkin V.S. 2005. Pat. 7884 U Ukraina, MKV V28V13/02 / Ustanovka dlja formuvannja virobiv z betonnih sumishej / V.S. Lovejkin, V.F. Jaroshenko, K.I. Pochka, V.M. Bichevskij – № u 20041209993 zajavl. 06.12.2004, opubl. 15.07.2005, Bjul. № 7. – 4.

16. Lovejkin V.S. 2008. Pat. 32838 U Ukraina, MKV V28V13/00 / Ustanovka dlja formuvannja virobiv z betonnih sumishej / V.S. Lovejkin, V.F. Jaroshenko, K.I. Pochka – № u 20041108955 zajavl. 02.11.2004, opubl. 10.06.2008, Bjul. № 11. – 4.

17. Lovejkin V.S. 2004. Analiz ruhu rolikovoi formovochnoi ustanovki z vrivnovazhenim privo-dom. / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // Visnik Harkivs'kogo nacionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universitetu. – № 27. – 95–101.

18. Lovejkin V.S. 2005. Silovij analiz rolikovoi formovochnoi ustanovki z vrivnovazhenim pri-vodom / V.S. Lovejkin, K.I. Pochka // Naukovij visnik Nacional'nogo agrarnogo universitetu. – Vyp. 80. – 346–356.

19. Artobolevskij I.I. 1975. Teorija mehanizmov i mashin. / I.I. Artobolevskij. – M.: Nauka. – 640.

20. Orlov I.N. 1986. Jelektrotehnicheskij spravochnik T. 2. Jelektrotehnicheskie izdelija i ustrojstva / Pod red. professorov MJeI (gl. red. I.N. Orlov). – 7-e izd., ispr. i dop. – M: Jenergoatomizdat. – 712.

21. Shejnblit A.E. 1991. Kursovoe proektirovanie detalej mashin: Ucheb. posobie. – M.: Vyssh. shk. – 432.

22. Lovejkin V.S. 1989. Ocenka dvizhenija mehanizmov i mashin // Podyemno-transportnoe oborudovanie. – K.: Tjehnika. – 16–18.

23. Lovejkin V.S. 2011. Optimizacija rezhimu zmini vilotu vantazhu bashtovogo krana za odinichnimi kinematichnimi kriterijami. / V.S. Lovejkin, Ju.O. Romasevich, G.V. Shumilov // MOTROL. Motorization and power industry in agriculture. – Lublin. – Tom 13 B. – 167–174.

ANALYSIS OF UNEVENNESS OF MOVEMENT OF ROLLER FORMING INSTALLATION WITH BALANCED DRIVE

Summary. For roller forming installation with the balanced drive for four forming carts change of angular speed of crank since the moment to start-up is traced and at the set movement mode, coefficients of unevenness of the movement and dynamism are defined. For reduction of unevenness of the movement to rational limits the technique of choice of parameters of flywheel is offered. The studies prepared by the function of angular velocity and angular acceleration of the crank roller molding installation with a balanced drive, the coefficients of the uneven motion, dynamism and generalized coefficient of motion estimation. If necessary, reduce the unevenness of the motion to the rational limits of the technique of selecting the parameters of the flywheel. The results can be further used to refine and improve existing methods of engineering calculation actuators roller molding machines on the stages of design / construction and real operation.

Key words: roller forming installation, driving mechanism, angular speed, unevenness of the movement.

ВЛИЯНИЕ МАГНИТНОГО ПОЛЯ НА ИЗМЕНЕНИЕ pH И ОКИСЛИТЕЛЬНО-ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО ПОТЕНЦИАЛА ВОДНЫХ РАСТВОРОВ

Владимир Козырский, Виталий Савченко, Александр Синявский

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: vit1986@ua.fm

Vladimir Kozyrsky, Vitaliy Savchenko, Aleksandr Sinyavsky

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: vit1986@ua.fm

Аннотация. Приведены результаты исследований изменение pH и окислительно-восстановительного потенциала водных растворов под действием магнитного поля. Установлены зависимости изменения pH и окислительно-восстановительного потенциала (ОВП) водных растворов солей от режимных параметров обработки в магнитном поле. Определены оптимальные параметры обработки. Таким образом, проведенные исследования показали, обработку водных растворов солей необходимо производить в градиентном периодическом магнитном поле при магнитной индукции 0,065 Тл. Эффект магнитной обработки зависит от квадрата магнитной индукции и скорости движения раствора.

Ключевые слова: магнитное поле, магнитная индукция, водные растворы, минеральные соли, pH, окислительно-восстановительный потенциал, питательный раствор.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Применение электротехнологических методов дает возможность увеличить урожайность сельскохозяйственных культур, повысить качество сельскохозяйственной продукции и срок ее хранения [1].

На основании анализа электрофизических методов обработки семян сельскохозяйственных культур можно сделать вывод, что самом перспективном из них является магнитная обработка. Этот метод по сравнению с другими является энергосберегающим и безопасным для обслуживающего персонала, обеспечивая при этом повышение урожайности и уменьшение заболеваемости растений [2].

Общим недостатком известных установок для магнитной обработки семян является то, что они не обеспечивают оптимальную дозу обработки. Обработка семян осуществляется в градиентном магнитном поле с небольшой магнитной индукцией 4–6 мТл при малой энергетической дозе обработки [3]. Вследствие этого урожайность сельскохозяйственных культур повышается несущественно – на 5–6 % [4, 5].

Для успешного внедрения электротехнологий необходимо установить механизм действия электромагнитного поля на растительную клетку и определить оптимальные режимы обработки.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Все биохимические процессы в клетках растений происходят в водной среде. Вода используется во всех химических реакциях, переносит питательные вещества, поддерживает упругость органов. Клетки растений имеют сходный химический состав [6, 7, 8].

Под действием магнитного поля в клетке растения изменяется скорость химических реакций и происходит смещение их равновесия. Это вызывает изменение pH и окислительно-восстановительного потенциала [9, 10].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Установление влияния магнитного поля на изменение pH и окислительно-восстановительного потенциала водных рас-

творов солей и обоснование оптимальных режимов их обработки.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Изменение скорости химических реакций: под. воздействием магнитного поля определяется выражением [11]:

$$\omega_м = \omega \exp(\mu(K^2B^2 + 2KBv_n)N_a / 2RT, \quad (1)$$

где: ω – скорость химической реакции без воздействия магнитного поля, моль/л·с, μ – приведенная масса частиц, кг, B – магнитная индукция, Тл, v – скорость движения частицы, м/с, K – коэффициент, который зависит от концентрации и вида ионов, а также количества перемагничиваний, м/с·Тл, N_a – число Авогадро, молекул/моль, R – универсальная газовая постоянная, Дж/моль·К, T – температура раствора, К.

Изменение pH определяется выражением [12]:

$$\Delta pH = \lg f \cdot C_{H_1^+} - \lg f \cdot C_{H_2^+}, \quad (2)$$

где: f – коэффициент активности, $C_н$ – концентрация ионов водорода, моль/л.

Выражение (3) можно представить как:

$$\Delta pH = \lg \omega_{H_1^+} - \lg \omega_{H_2^+}. \quad (3)$$

Тогда с учетом (1) можно записать:

$$\Delta pH = \frac{2{,}3\mu N_a K}{RT}\left(\frac{KB^2}{2} + v_n B\right), \quad (4)$$

или

$$\Delta pH = A_1B^2 + A_2Bv, \quad (5)$$

где: A_1 и A_2 – коэффициенты.

Изменение окислительно-восстановительного потенциала раствора определяется уравнением Нернста [13]:

$$\Delta\varphi = S_t(\lg fC_2 - \lg fC_1) = S_t(\lg C_2 - \lg C_1), \quad (6)$$

где: S_t – крутизна электродной характеристики электрода, В/ед. pX, f – коэффициент активности, C_1 – концентрация ионов в магнитной обработки, моль/л, C_2 – концентрация ионов после магнитной обработки, моль/л.

Крутизна электродной характеристики определяется по формуле [14]:

$$S_t = 2{,}3\frac{RT}{zF}, \quad (7)$$

где: R – универсальная газовая постоянная, Дж/моль·К, T – температура раствора, К, z – валентность иона, F – число Фарадея, Кл/моль.

Тогда с учетом (1) и (2) изменение ОВП составит:

$$\Delta ОВП = -\frac{2{,}3^2\mu N_a K}{zF}\left(\frac{KB^2}{2} + v_n B\right). \quad (8)$$

или

$$\Delta\text{ОВП} = \text{A}_3\text{B}^2 + \text{A}_4\text{Bv}. \quad (9)$$

Коэффициенты в уравнениях (5) и (9) определялись экспериментальным путем.

Экспериментальные исследования изменения pH и ОВП водных растворов солей проводились на лабораторной установке [15]. Растворы пропускали через магнитное поле, которое создавалось постоянными магнитами. Опыты проводили с растворами, концентрация ионов в которых соответствует их значениям в клетке расстений.

ОВП и pH раствора определяли в магнитной обработки раствора и после нее с помощью иономера И-160М. По разнице измерений делали вывод об эффекте магнитной обработки [16, 17].

Исследование выполнялись с применением метода планирования эксперимента [18, 19]. Для этого использовался ортогональный центрально-композиционный план. За отклик принимали изменение pH и ОВП раствора при магнитной обработке. За значения факторов принимали магнитную индукцию и скорость движения раствора.

Пределы изменения магнитной индукции определяли на основе проведенных однофакторных экспериментов. Значение верхнего, нижнего и основного уровней составили для магнитной индукции соответственно 0, 0,065 и 0,13 Тл, для скорости движения раствора – 0,4, 0,6 и 0,8 м/с.

Опыты выполняли в рандомизированном порядке в трехкратной повторности. В каждой строке матрицы планирования определяли дисперсии, а их однородность проверяли по критерию Кохрена.

Уравнения регрессии находили в виде:

$$\Delta БП = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + b_{11}X_1^2 + b_{22}X_2^2 + b_{12}X_1X_2. \quad (10)$$

Коэффициенты в уравнении регрессии определяли по известной методике [20], а адекватность полученного уравнения регрессии оценивалась по критерию Фишера. По результатам проведенного многофакторного

эксперимента установлено, что скорость движения раствора в магнитном поле влияет на изменение ОВП и pH водных растворов.

Были получены уравнения регрессии, которые в физических величинах имеют вид:

- для нитрата калия:

$$\Delta pH = 3.1B - 0.31Bv - 16.17B^2. \quad (11)$$

$$\Delta ОВП = -222{,}2B + 28.2Bv + 1065B^2. \quad (12)$$

- для нитрата кальция четырехводного:

$$\Delta pH = 4.26B - 0.31Bv - 23.67B^2. \quad (13)$$

- для калия фосфорнокислого однозамещенного:

$$\Delta pH = 2.97B - 0.26Bv - 17.88B^2. \quad (14)$$

- для магния сернокислого семиводного:

$$\Delta pH = 3.58B - 0.49Bv - 15.52B^2. \quad (15)$$

$$\Delta ОВП = -164.1B + 12.8Bv + 907.3B^2. \quad (16)$$

- для аммония сернокислого:

$$\Delta pH = 2.29B - 0.1Bv - 15.52B^2. \quad (17)$$

Зависимость изменения ОВП раствора магнитной индукции и скорости движения при магнитной обработке показана на рис. 1.

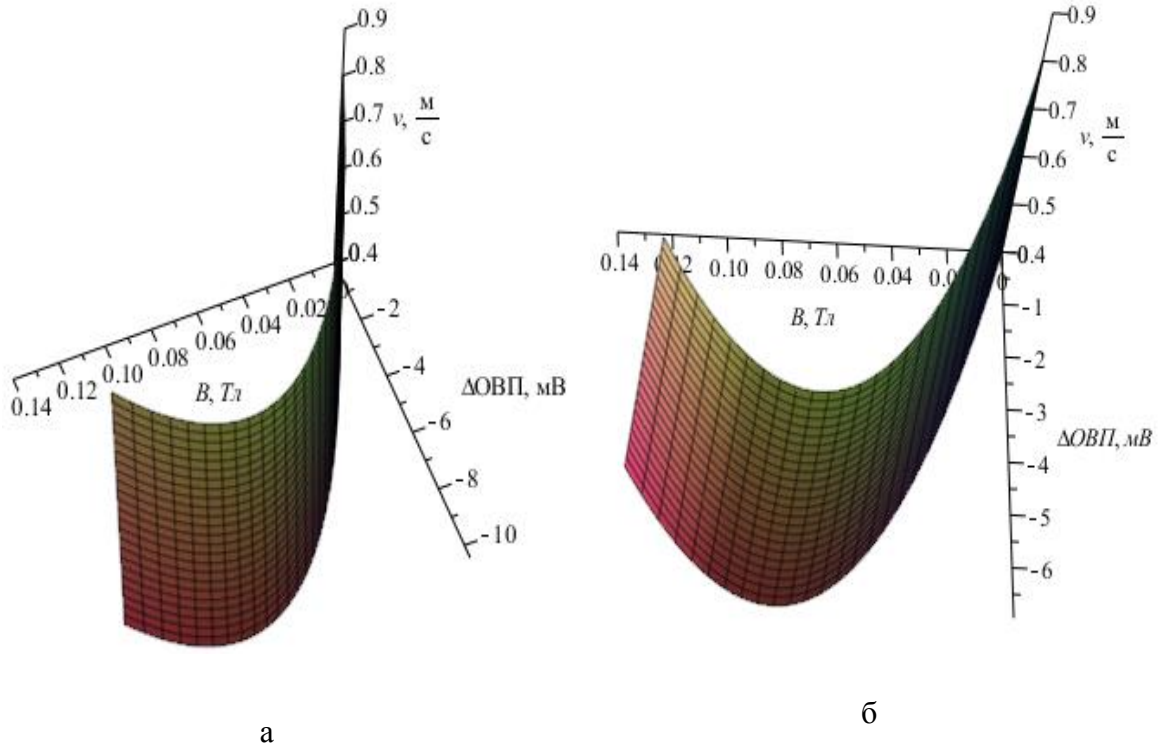
При изменении магнитной индукции от 0 до 0,065 Тл ОВП раствора снижается, а при дальнейшем увеличении магнитной индукции ОВП увеличивается.

Зависимость изменения pH раствора магнитной индукции и скорости движения при магнитной обработке показана на рис. 2.

При изменении магнитной индукции от 0 до 0,065 Тл значение pH раствора растет, а при дальнейшем увеличении магнитной индукции начинает уменьшаться.

Увеличение скорости движения растворов снижает эффект магнитной обработки

Как следует из представленных зависимостей, оптимальное значение магнитной индукции при обработке видных растворов составляет 0,065 Тл. Эффект магнитной обработки зависят от химического состава раствора, то есть концентрации и композиции ионов. В растворах, содержащих ионы-стабилизаторы структуры воды (Ca^{2+}, Mq^{2+}, SO_4^{2-}), он более существен, чем растворах с ионами, которые "разрыхляют" возле себя структуру воды (K^+, NO_3^-).



а б

Рис. 1. Зависимость изменения окислительно-восстановительного потенциала водных растворов солей от магнитной индукции и скорости движения:

а – нитрата калия, б – магния сернокислого семиводного

Fig. 1. Dependence of the redox potential of the aqueous solutions of salts on the magnetic induction and velocity:

a – potassium nitrate, б – magnesium sulphate heptahydrate

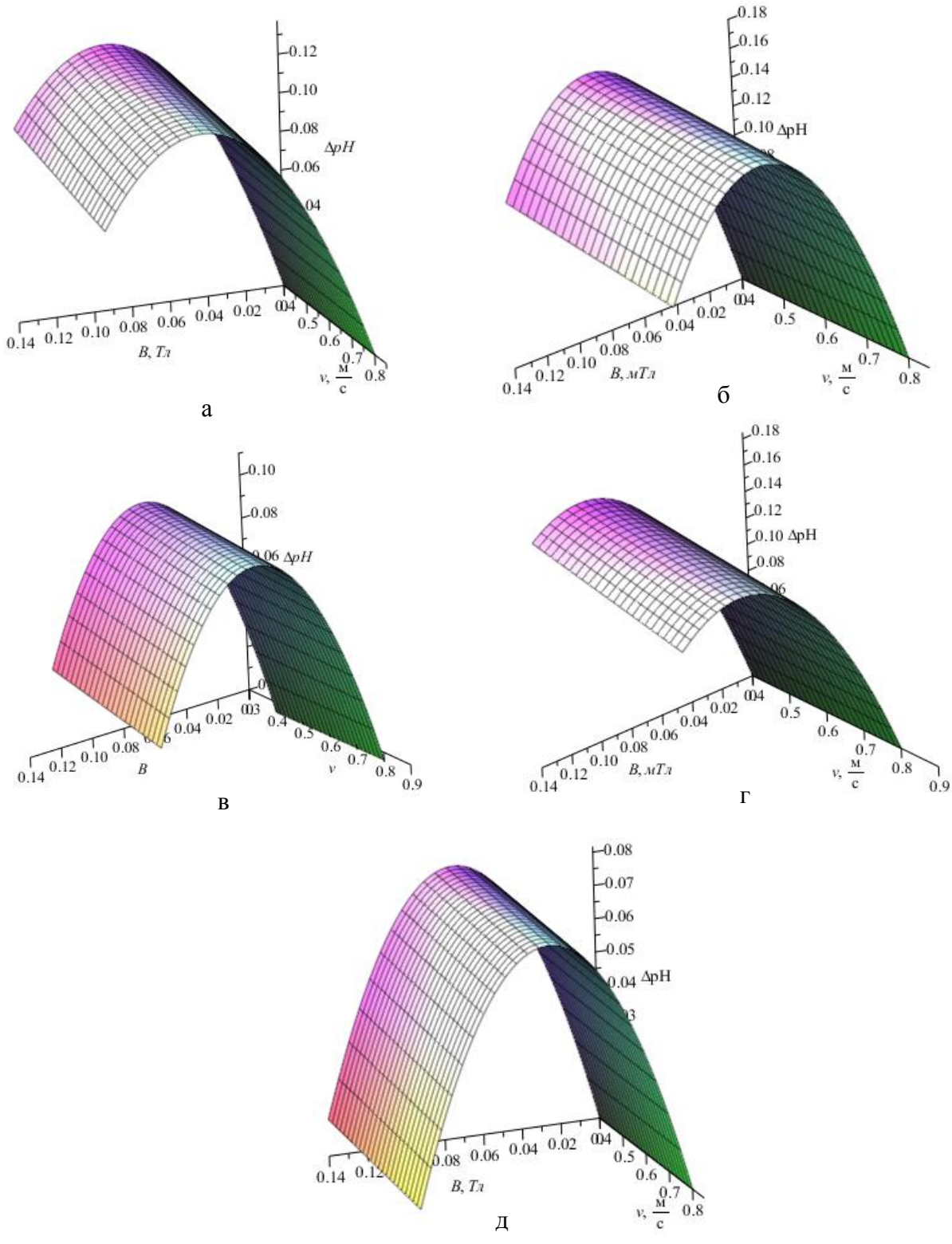


Рис. 2. Зависимость изменения pH водных растворов солей от магнитной индукции и скорости движения:

а – нитрата калия, б – нитрата кальция четырехводного, в – калия фосфорнокислого однозамещенного, г – магния сернокислого семиводного, д – аммония сернокислого

Fig. 2. Dependence of the pH of the aqueous solutions of salts on the magnetic induction and velocity:

а – potassium nitrate, б – calcium nitrate, в – potassium dihydrogen phosphate, в – magnesium sulphate heptahydrate, д – ammonium sulphate

ВЫВОДЫ

1. Таким образом, проведенные исследования показали, обработку водных растворов солей необходимо производить в градиентном периодическом магнитном поле при магнитной индукции 0,065 Тл. Эффект магнитной обработки зависит от квадрата магнитной индукции и скорости движения раствора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Bereka O.M. 2011. Zneshkodzhennya v syl′nykh elektrychnykh polyakh komakh-shkidnykiv zerna / O.M. Bereka, O.V. Naumenko // Motrol. – Tom 13D. – 292–295.

2. Martynenko I.I. 2003. Obrobka kartopli elektrychnoyu enerhiyeyu / I.I. Martynenko, M.V. Chapnyy, O.V. Ruban // Elektryfikatsiya i avtomatyzatsiya sil′s′koho hospodarstva. – № 2. – 30–33.

3. Kostin V.I. 2008. Efektivnost' preposevnoy obrabotki klubney kartofelya gradiyentom magnitnogo polya [Elektronnyy resurs] // Russkiye vysokiye tekhnologii. – URL: http://skutis.ucoz.ru/publ/26-1-0-46.

4. Kutis S.D. 1989. Elektromagnitnaya ustanovka dlya predposevnoy obrabotki semyan / S.D. Kutis, T.L. Kutis, Ye.Z. Gak // Mekhanizatsiya i avtomatizatsiya tekhnologicheskikh protsessov v agropromyshlennom komplekse. CH. 2. – M. – 35–36.

5. Kozyrsky V.V. 2014. Vliyaniye magnitnogo polya na transport ionov v kletke rasteniy / V.V. Kozyrsky, V.V. Savchenko, A.Yu. Sinyavskiy // Vestnik VIESKH. – №3 (16). – 18–22.

6. Klarkson D. 1978. Transport ionov i struktura rastitel'noy kletki / D. Klarkson. – M.: Mir. – 368.

7. Baker D.A. 1988. Transport in plant cells and tissuers / D.A. Baker, J.L Hall. – Essex Longman – 592.

8. Agrokhimiya 1989. [Yagodin B.A., Smirnov P.M., Peterburgskiy A.V. i dr.], pod red. B.A. Yagodina. – 2-ye izd., pererab. i dop. – M.: Agropromizdat – 639.

9. Kozyrsky V.V. 2014. Vliyaniye magnitnogo polya na izmeneniye biopotentsiala i pH semyan sel'skokhozyaystvennykh kul'tur / V.V. Kozyrsky, V.V. Savchenko, A.Yu. Sinyavsky // Energosberegayushchiye tekhnologii. Problemy ikh effektivnogo ispol'zovaniya. Sbornik nauchnykh trudov – Volgograd.: Volgogradskiy GAU. – 104–108.

10. Savchenko V.V. 2011. Zmina biopotentsialu bul′by kartopli pry obrobtsi u mahnitnomu poli / V.V. Savchenko, A.Yu. Sinyavsky // Visnyk Kharkivs′koho natsional′noho tekhnichnoho universytetu sil′s′koho hospodarstva imeni Petra Vasylenka. Tekhnichni nauky. – Kharkiv. – Vyp. 116. – 103–105.

11. Savchenko V.V. 2013. Izmeneniye biopotentsiala i urozhaynosti sel'skokhozyaystvennykh kul'tur pri predposevnoy obrabotke semyan v magnitnom pole / V.V. Savchenko, A.Yu. Sinyavsky. // Vestnik VIESKH. – №2(11). – 33–37.

12. Khmel'nitskiy R.V. 1988. Fizicheskaya i kolloidnaya khimiya / R.V. Khmel'nitskiy – M.: Vyssh. shkola. – 400.

13. Sinyavsky A. 2011. Magnetic treatment of potato tubers / A. Sinyavsky, V. Savchenko // Annals of Warsaw University of Life Sciences. – SGGW. – Agriculture (Agricultural and Forest Engineering). – Warsaw – № 57. – 57–64.

14. Fizicheskaya khimiya 1987. Teoretiche-skoye i prakticheskoye rukovodstvo / [B.P. Nikol'skiy, N.A. Smirnova, M.YU. Panov i dr.], pod red. akad. B.P. Nikol'skogo – L.: Khimiya. – 880.

15. Savchenko V.V. 2013. Ustanovka dlja magnitnoy obrabotki semjan selskohozjaystvennyh kultur //Vestnik VIESH. – № 4(13). – 12 – 14.

16. Klassen V.I. 1982. Omagnichivaniye vodnykh sistem / V.I. Klassen. – [2-ye izd.]. – M.: Khimiya. – 296.

17. Sinyavsky O.Yu. 1998. Magnitna obrobka vodi ta zhivil'nikh rozchiniv u teplitsyakh / O.Yu. Sinyavskiy, E.L. Zhulay // Pitannya yelektrifikatsii sil's'kogo gospodarstva. Yuvileyniy zbirnik naukovikh prats'. – Kharkiv. – 28 –35.

18. Sinyaeva O. 2013. K voprosu planirovaniya eksperimenta baze prikladnogo paketa EXCEL / O. Sinyaeva, A. Zavgrodny, A. Obyhvost // Motrol. – – Vol. 15. – No 7. – 199–204. – 199–204.

19. Anistratenko V.O. 1993. Matematichne planuvannya yeksperimentiv v APK: Navch.

Posibnik / V.O. Anistratenko, V.G. Fedorov – K. – 375.

20. Adler Yu.P. 1976. Planirovaniye eksperimenta pri poiske optimal'nykh usloviy / Yu.P. Adler, Ye.V. Markova, Yu.V. Granovskiy. – M.: Nauka – 278.

MAGNETIC FIELD EFFECT ON CHANGE IN PH AND REDOX POTENTIAL OF AQUEOUS SOLUTIONS

Summary. The results of studies of changes in pH and redox potential of aqueous solutions under the influence of a magnetic field are shown. The dependence of pH and redox potential (ORP) of aqueous solutions of salts from the regime of processing parameters in a magnetic field are established. The optimal processing parameters are defined. Thus, studies have shown the processing of aqueous salt solutions should be performed in a periodic magnetic field gradient in the magnetic flux density of 0.065 T. The effect of magnetic treatment depends on the square of the magnetic induction and velocity of the solution.

Key words: magnetic field, magnetic induction, aqueous solutions, mineral salts, pH, redox potential, the nutrient solution.

ФРАКТАЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКОГО СОСТАВА ПОЧВ

Василий Смильский[1], Александр Сидорчук[2]

[1]Тернопольский национальный педагогический университет им. Владимира Гнатюка
Ул. Максима Кривоноса, 2, г. Тернополь, Украина. . E-mail: fractalped@gmail.com
[2]ННЦ «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства»
Ул. Вокзальна, 11, п.г.т. Глеваха, Киевская обл., Украина. E-mail: fractalped@gmail.com

Vasiliy Smyl'skyy[1], Alexander Sydorchuk[2]

[1]Ternopolsky National Pedagogical University named after Volodymyr Hnatiuk
St. Maxim Krivonosa, 2, Ternopil, Ukraine. E-mail: fractalped@gmail.com
[2]NSC «Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture»
Str. Vokzalna, 11, Glevaha, Kiev Region, Ukraine. E-mail: fractalped@gmail.com

Аннотация. Описывается методика и результаты определения фрактальной размерности гранулометрического состава почвы. Методика позволяет идентифицировать почвы по двум количественным характеристикам во всем диапазоне размеров фракций. Фрактальная геометрия открывает новые возможности изучения структурных материалов, в том числе и почв. Гранулометрический состав почв не может быть выражен вероятностными функциями из-за уникальности естественного распределения размеров их элементов и различия агрофизических свойств отдельных фракций.

Предложенный фрактальный показатель *D* дисперсности позволяет уверенно идентифицировать почвы по гранулометрическому составу, и может быть использован в расчетах их свойств, имеющих корреляционные связки с гранулометрическим составом.

Ключевые слова: гранулометрический, метод, классификация, почва, фрактал.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Современная земледельческая наука на сегодняшний день накопила множество информации о природе ее главного объекта – почвы, и процессов ее взаимодействия с другими элементами природы. Для комплексной оценки современного состояния почв необходимо привлечение новых научных методик, и инструментов обработки информации. Одним из таких инструментов является фрактальный анализ. Фрактальная геометрия уже давно используется в изучении структуры различных материалов, но применительно к почвам она еще используется очень мало [1, 2, 5, 6, 7].

Наиболее важными свойствами, определяющими технологические условия обработки почвы и условия произрастания растений, являются агрегатный и гранулометрический состав [5, 6]. Эти показатели определяют требования к конструкции почвообрабатывающей техники и их ходовых систем. Главной проблемой здесь является наличие оценочных показателей для объективной идентификации почв по гранулометрическому составу. Традиционные методы, основанные на старой парадигмы сплошной среды не могут справиться с этим заданием [7–11].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Специалисты по физике почв с давних пор стремятся применить математику к описанию неоднородной почвенной среды. Проблемой классификации почв по гранулометрическому составу занимались В.В. Докучаев, К.К. Гедройц, Н.А. Качинский, Н.Г. Сибирцев и много других ученых [4–11]. Гранулометрический состав (дисперсность) почвы сейчас определяется путем ее разделения на элементарные частицы с последующим их объединением в размерные классы (фракции) и представлением массового содержания каждой фракции в виде гистограммы или полигона частотного распре-

деления. Известны попытки применения для этой цели вероятностных функций нормального и log–нормального распределения, характеристиками которых есть среднее значение размера частиц, дисперсия, стандартное отклонение, квантильные коэффициенты, коэффициент вариации [8, 9, 11]. Известный почвовед П.Н. Березин считает, что этот метод непригоден для описания состава мелкодисперсной почвы [8]. Эмпирические распределения гранулометрических фракций почв, приведенные в специальной литературе, опровергают представление об их «нормальности» [10–12, 14, 16]. К тому же замена широкого спектра фракций почв средним значением неправомерна из–за неравноценности свойств отдельных фракций. Известно, что песчаные фракции с размером частиц >0,25 мм характеризуются высокой фильтрацией и незначительной водоподъемной способностью, а фракции мелкого песка и пыли имеют в 10 раз большую высоту капиллярного поднятия и почти на порядок меньший коэффициент фильтрации. Во фракциях ила и глины содержится почти весь гумус почвы, а в песке его практически нет [5, 10]. Следовательно, даже в случае идеального подчинения эмпирического распределения нормальному закону, средний размер и его дисперсия не могут представлять свойства таких противоположных фракций.

Из–за отсутствия приемлемого способа аналитического выражения дисперсности почв, сейчас в почвоведении и в механике почв доминирует разделение гранулометрических фракций на две разнородные группы – «физическую глину» (<0,01 мм) и «физический песок» (>0,01 мм), которое впервые осуществил Н.М. Сибирцев [4]. Позже на его основе было предложено несколько классификаций, из которых оказалась наиболее удачной классификация Н.А. Качинского, в которой множество почв разделено на 9 градаций за водно-физическими свойствами [5]. Фракция, преобладающая по содержанию, дает название почве – песчаная, глинистая, тяжело-глинистая и так далее. М.И. Полупан названную классификацию считает несовершенной в связи с большим трендом содержания фракций песка. Он предлагает ее расширить до 15 градаций. Однако даже тройное название, например песчано-легко–суглинистая почва, не решает проблему. В такой классификации недостаточно учитывается тот факт, что в лёгких разновидностях почв равное удельное содержание физической глины оказывает большее влияние на свойства почвы, чем у тяжёлых. На рис. 1, в логарифмических координатах изображены полигоны относительного содержания фракций в 50 образцах почв, у которых содержание глины составляет от 20 до 30 %, принадлежащие к группе легкосуглинистых по классификации Н.А. Качинского. Логарифмические координаты выбраны с целью уменьшения габаритов изображения и увеличения его информативности. Визуальный анализ графиков показывает, что, несмотря на принадлежность к одной группе, эти почвы существенно отличаются содержанием отдельных фракций, что должно сказаться и на их агротехнических свойствах. Форма графиков не оставляет нам надежды для их аппроксимации известными аналитическими или вероятностными функциями. Таким образом, приходим к выводу, что существующая градация почв по гранулометрическому составу не отвечает запросам нынешней практики земледелия.

Разработка новой классификации почв, отвечающей современному уровню знаний о почвенном покрове, и новым представлениям о их системно-классификационной соподчиненности требует изменений в вопросе их идентификации.

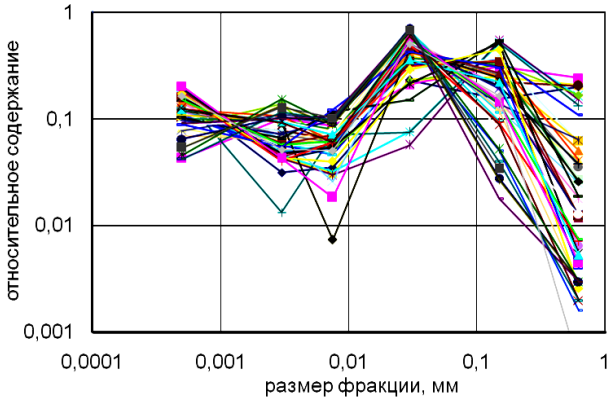


Рис. 1. Полигон частотного распределения гранулометрических элементов легкосуглинистых почв

Fig. 1. Polygon of the frequency distribution of grain–size composition loam soils

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

С целью приближения к решению указанной проблемы мы применили для описания гранулометрического состава почв методологию фрактальной геометрии, как одного из способов выражения их материальной основы, позволяющего эффективно распознавать и выявлять фундаментальные количественные соотношения между ее структурными параметрами.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Фракталы можно рассматривать как множества точек, вложенных в пространство. Например, множество точек, образующих линию, имеет топологическую размерность D_m=1, образующих поверхность – D_m=2, D_m=3. Множество точек, необходимое для покрытия прямой, плоскости или сферы, называют мерой M_d. Критическое значение размерности D множества, при котором мера M_d изменяет свое значение с нуля на бесконечность, называют фрактальной размерностью, или размерностью Хаусдорфа–Безиковича. Для фрактала размерность Хаусдорфа–Безиковича строго больше его топологической размерности D_m.

Предлагаемая работа отличается от множества работ по фракталам тем, что почва рассматривается как система, имеющая назначение и организована как фрактал. Под системой понимается:

1. Сочетание конкретного множества элементов составляющих ее, объединенных логикой в заданных критериях идеализации (уровне обобщения).

2. Логическая взаимосвязь между объектами и элементами, определяющая функциональное назначение множества.

3. Принцип, по которому организуется элементы, в функциональном назначении они составляют одно целое.

На рис. 2, в логарифмических координатах изображены полигоны относительного весового содержания фракций G_o 5-ти образцов отобранных из множества, представленного на рис. 1, имеющих близкие содержания глины – 21…26%.

Наш метод аналитического выражения результатов гранулометрического анализа основан на методологии фрактальной геометрии и заключается в модификации исходных данных к удобному виду для их аппроксимации степенной функцией. Для определения фрактальной размерности нами была применена следующая методика. Фрактальная размерность D равна [13]:

$$D = ln\ G(d)\ /lnd, \qquad (1)$$

где: G – количество элементов множества, d – характерный размер элемента.



Рис. 2. Полигон частотного распределения гранулометрических элементов легкосуглинистых почв по фракциям

Fig. 2. Polygon of the frequency distribution of grain-size composition soil

Числовое значение размерности D показывает, как быстро множество элементов заполняет занимаемое им пространство. Здесь количество частиц в каждой размерной фракции почвенной пробы представлено относительным весовым содержанием G_o. Уравнение (1) представим в виде:

$$G_o = f(d)^D, \qquad (2)$$

где: G_o – относительное содержание фракции, d – максимальный размер частиц, мм.

Наша задача заключается в том, чтобы зависимость весового содержания фракций от их размера выразить степенной функцией (2). Для демонстрации предлагаемого метода, использованы результаты гранулометрического анализа пяти образцов почв, которые представлены на рис. 2. Делаем это так:

1. Максимальный размер d частиц каждой фракции делим на наибольший диаметр d_{max}, который для почв равен 1 мм. Это делается для того, чтобы избавиться от размерности оси абсцисс. Полученное отношение $\delta = d/d_{max}$ во фрактальной геометрии называется масштабом измерения.

2. Из относительных весовых частей фракций G_o составляем кумулятивную сум-

му $G_к$, начиная от наибольшего размера к наименьшему.

3. Далее каждое последующее значение кумулятивной суммы $G_к$ делим на соответствующее ей значение масштаба δ. Таким образом, получаем новую функцию G_k/δ:

$$(G_k/\delta) = G_o \cdot (\delta)^D, \qquad (3)$$

где: G_o – эмпирический коэффициент.

Обработанные таким способом графики из рисунка 2 заметно выровнялись и стали пригодными для аппроксимации степенной функцией (рис. 3). Точность аппроксимации оценивается коэффициентом детерминации R^2, значения которого приведены в таблице вместе с коэффициентами G_o и D функции (3), которые имеют определенный физический смысл: G_o выражает относительное содержание фракции наибольшего размера, а D – степень измельчения почвы (дисперсность).

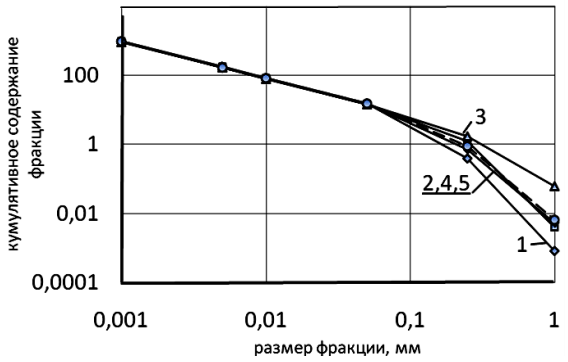


Рис. 3. Фрактальные характеристики распределения гранулометрических частиц почвы

Fig. 3. Fractals descriptions of distribution of grain–size composition of soils

Таблица. Результаты фрактального оценивания гранулометрического состава почв

Table. Results of fractal evaluation grain–size composition of soils

№ графика	Источник данных	Содержание глины, %	Коэффициенты функции (3)		
			Go	*D*	R^2
1	6	23,24	0,007	1,90	0,91
2	10	26,60	0,028	1,66	0,91
3	12	22,90	0,146	1,33	0,97
4	25	21,89	0,026	1,66	0,93
5	27	22,51	0,033	1,62	0,93

График 1 на рис. 3 заметно отличается от прямой линии, что может создать впечатление о неадекватности описания кумулятивного состава почвы функцией 3. Поскольку коэффициент детерминации для этого образца R^2 =0,91, то описание можно считать достаточно точным.

Естествен вопрос о взаимозависимости содержания глины в образцах с полученным коэффициентом дисперсности D. За данными таблицы такая зависимость изображена графически на рис. 4.



Рис. 4. Зависимость между содержанием в почве глины и коэффициентом дисперсности D ее состава

Fig. 4. Relationship between the content of clay in soil and its dispersion index D composition

Характер графика свидетельствует, что какой либо зависимости между указанными характеристиками дисперсности почв нет. Особенно большие различия наблюдаются между 1 и 3 образцами, у которых содержание глины примерно равны (23,24 и 22,90 %), а показатель дисперсности различается почти в 1,5 раза. Причину такого различия мы видим в неадекватной оценке дисперсности почв по содержанию глины. Эти различия можно заметить также на рис. 2, где полигоны частотного распределения гранулометрических элементов образцов различны.

ВЫВОДЫ

1. Гранулометрический состав почв не может быть выражен вероятностными функциями из-за уникальности естественного распределения размеров их элементов и различия агрофизических свойств отдельных фракций.

2. Предложенный фрактальный показатель *D* дисперсности позволяет уверенно идентифицировать почвы по гранулометрическому составу, и может быть использован в расчетах их свойств, имеющих корреляционные связки с гранулометрическим составом. Функция (3) может быть использована также для описания агрегатного состава почвы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Bondarev A.G., Medvedev V.V. 1980. Nekotorye puti opredelenia optimalnych parametrov agrofizicheskih svojstv pochv // Teoreticheskie osnovy i metody opredelenia optimalnych parametrov svojstv pochv. Nauchnye trudy pochv. ins-ta im. Dokuchaeva. – M. – 85–90.
2. Dobrovolskii G.V. 2001. Itogi i zadachi pochvovedenija na rubege XX i XXI vekov // Pochvovedenie. – No 2. – 133–137.
3. Gedroiz K.K. 1975. Izbrannye sochinenia. – M.: Nauka. – 256.
4. Sibircev N.M. 1951. Izbrannye sochinenia. Vol. 1. – 459.
5. Kachinskii N.A. 1963. Struktura pochvy. – M.: MGU. – 100.
6. Medvedev V.V. 2009. Koncepcia i metodika pochvenno-technologicheskogo rajonirovania // Pochvovedenie. – No 8. – 899–910.
7. Fridland V.M. 1979. Nekotorye problem klassifikacii pochv // Pochvovedenie. – No 7. – 112–113.
8. Berezin P.N., Voronin A.D. 1981. Primenenie verojatnostnych funkcij dla opisania granulometricheskogo sostava pochv i gruntov // Vestnik MGU. Ser. Pochvovedenie. – No 3. – 30–36.
9. Berezin P.N. 1983. Osobennosti raspredelenia granulometricheskih elementov pochv i pochvoobrazujushchih porod // Pochvovedenie. – No 2. – 64–72.
10. Shein E.V. 2009. Granulometricheskij sostav pochv: problem metodov issledovanija, interpretacii rezultatov i klassifikacij // Pochvovedenie. – No 3. – 309–317.
11. Boris Pasaman, Viktor Zakharchuk. 2012. The Determination of the Parameters of a Ploughshare –Rotor Potato Digger // TEKA. Commission of motorization and energetics in agriculture. – 2012. – Vol. 12. – No. 2. – 323–327.
12. Pochvy Belorusskoi SSR. 1974. Pod. red. T.N. Kulakovskoj. Mn. Uradgaj. – 328.
13. Feder E. 1991. Fraktaly. M.: Mir. – 254.
14. Hoh N.JA. 1967. Uslovia formirovanija i fizicheskie svojstva dernovo-podzolistyh palevyh pochv // Svoistva pochv i ih plodorodie. Vyp. 4. – Minsk. – 59–69.
15. Globus A.M. 2006. Fraktalnost nekotoryh svojstv parametrov pochv // Pochvovedenie. – No 10. – 1235–1247.
16. Atlas pochv USSR. 1979. Pod. red. N.K. Krupskogo, N.I. Polupana. K. Urogaj. – 160.
17. Elena Luzan. 2012. Obosnovanie parametrov zadelyvajushgo rabochego organa dlja pramogo poseva zernovyh kultur / Elena Luzan, Vasilij Salo, Petr Luzan, Sergej Leshenko // MOTROL. Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. – Lublin. – Vol. 14. – No 1. – 168–173.
18. Sinyaeva O. 2013. K voprosu planirovaniya eksperimenta baze prikladnogo paketa EXCEL / O. Sinyaeva, A. Zavgrodny, A. Obyhvost // Motrol. – Vol. 15. – No 7. – 199–204.
19. Bereka O.M. 2011. Zneshkodzhennya v syl′nykh elektrychnykh polyakh komakhshkidnykiv zerna / O.M. Bereka, O.V. Naumenko // Motrol. – Tom 13D. – 292–295.
20. Sumorek A. 2006. Podnoszenie współczyniika wymiany masy procesu suszenia konwekcyjnego za pomocą pola elektrycznego / A. Sumorek, W. Pietrzyk // Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. – Vol. 8. – 204–210.

FRACTAL ANALYSIS OF GRAIN–SIZE COMPOSITION OF SOILS

Summary. The technique and results of determining the fractal dimension of soil particle size distribution. The technique allows the identification of the soil on two quantitative Stick around the size range fractions. Fractal geometry opens new possibilities for studying structural materials including soils. Size distribution of the soil can not be expressed probability functions because of the uniqueness of the natural size distribution of elements and differences agrophysical properties of individual fractions.
Proposed fractal D value of dispersion allows you to confidently iden-fied soil particle size distribution, and can be used in calculations of their properties-minute having correlation with ligament grading.
Key words: grain-size composition, method, classification, soil, fractal.

СОГЛАСОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЕКТОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Александр Сидорчук[1], Павел Луб[2], Инна Тригуба[2], Виталий Пукас[3], Валерий Спичак[4]

[1]ННЦ «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства»
Ул. Вокзальна, 11, п.г.т. Глеваха, Киевская обл., Украина. E-mail: fractalped@gmail.com
[2]Львовский национальный аграрный университет
Ул. В. Велыкого, 1, г. Дубляны, Львовская обл., Украина. E-mail: lnau.etsm@gmail.com
3Подольский государственный аграрно-технический университет
Ул. Шевченка, 13, г. Каменец-Подольский, Украина. E-mail: pdatu.pucas@gmail.com
[4]Владимир-Волынский агротехнический колледж
Ул. Г. Шухевича, 27, г. Владимир-Волынский, Украина. E-mail: tehnikum@vv.lt.ukrtel.net

Oleksandr Sydorchuk[1], Pavlo Lub[2], Inna Tryguba[2], Vitaliy Pukas[3], Valeriy Spichak[4]

[1]NSC «Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture»
Str. Vokzalna, 11, Glevaha, Kiev Region, Ukraine. E-mail: fractalped@gmail.com
[2]Lviv National Agrarian University
Str. Vladimir the Great, 1, Dubliany, Lviv Region, Ukraine. E-mail: lnau.etsm@gmail.com
[3]Podilskiy State Agrarian-Technical University
Str. Shevchenko, 13, Kamenetz-Podolsk, Ukraine. E-mail: pdatu.pucas@gmail.com
[4]Volodymyr-Volyns'kiy Agrotechnical College
Str. G. Shukhevich 27, Volodymyr-Volyn, Ukraine. E-mail: tehnikum@vv.lt.ukrtel.net

Аннотация. Определены характеристики проектной среды, которые влияют на показатели проектов уборки сахарной свеклы. Раскрыто влияние параметров проектов технологических систем уборки сахарной свеклы на показатели их эффективности. Приведена методика и результаты согласования этих параметров на основании использования методов статистического имитационного моделирования.

Анализ системно-обусловленных тенденций формирования этих показателей убеждает в том, что задачу согласования параметров проектов ТСУС необходимо решать на уровне таких составляющих как технологический комплекс машин, производственная площадь культуры, сроки и темпы соответствующих работ в проектах.

Выполнение компьютерных экспериментов с разработанной моделью проектов технологической системы и обработки их результатов позволило установить (для заданной производственной площади культуры и темпов работ) статистические зависимости объемов собранного и потерянного урожая культуры от времени начала работ в этих проектах.

Ключевые слова: проект, уборка, сахарная свекла, условия, моделирование, согласование, параметры, эффективность.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Получение конечного продукта в области производства сахара происходит в три этапа – сельскохозяйственные предприятия выращивают сахарную свеклу, собирают урожай и транспортируют его в ближайший сахарный завод на переработку [1, 9, 18]. Весомость каждого из этих этапов (технологических процессов) различна, однако показатели их реализации отражаются на общей эффективности производства [2]. Отдельные из проектов этих технологических систем (ТС), через вероятностное влияние проектной среды (в частности агрометеорологических условий) характеризуются стохастичностью показателей выполнения соответствующих работ (технологических операций). Это обусловливает необходимость оценки статистических характеристик соответствующих показателей, установление закономерностей их изменения и обоснование на этом основании параметров проектов технологических систем.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Управление проектами материального производства предполагает анализ и рассмотрение множества экономических показателей [4, 5] и производственно-технологических задач по их реализации [11, 14, 17]. Рассмотрение основных положений управления проектами и, в частности их рисками, убеждает в том [3], что чревато совокупным действием большого количества причин, которые в зависимости от предметных, организационных и технологических особенностей проектов имеют определенные отличия [19, 20]. В соответствии с этим, управление проектами ТС необходимо осуществлять на основании применения таких методов, моделей и алгоритмов, которые позволяют количественно оценить эффективность управленческих решений в условиях характеризующихся стохастичностью, неуправляемостью и частичной управляемостью.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью статьи является раскрытие научно-методических основ согласования параметров проектов технологических систем уборки урожая сахарной свеклы и выполнение количественной оценки их системного влияния на показатели эффективности этих проектов.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

К особенностям проектов ТС уборки сахарной свеклы (УС) следует отнести то, что показатели их эффективности характеризуются стохастичностью [13, 15]. Причиной этой стохастичности является влияние природной составляющей (агрометеорологических условий и биологических особенностей созревания сахарной свеклы) на функциональные показатели ТСУС. Поэтому, для обоснования параметров проектов этих систем необходимо установить статистические закономерности изменения интегрированных функциональных показателей соответствующих технологических процессов в зависимости от изменения управляемых составляющих проектов [8]. Управляемость составляющих проектов ТСУС следует обозначать на основании системно-факторного подхода [16].

В частности, анализ проектов ТСУС позволил выделить 9 групп факторов их эффективности (E) [16]: агрометеорологическая ($Ам$), естественно-рельефная ($Ер$), агрофоновая ($Аф$), технологическая ($Тл$), техническая ($Тн$), управленческая ($У$), социальная ($С$), информационная ($И$), ресурсная ($Р$):

$$E = f(Ам,Ер,Аф,Тл,Тн,У,С,И,Р). \quad (1)$$

Не углубляясь в особенности этих факторов отметим, что они классифицируются по управляемости на: управляемые, неуправляемые и частично управляемые. К управляемым факторам относятся – технологическая, техническая, управленческая, социальная, информационная и ресурсная группы. К неуправляемым – агрометеорологическая группа факторов. Частично управляемым является естественно-рельефная и агрофоновая группы факторов. Их неуправляемость обусловлена естественным происхождением уклона поля, типа почвы, состоянием сахарной свеклы на определенный момент времени и т.д., а управляемость – возможностью формировать производственную программу ТСУС.

Агрометеорологические условия, естественно-рельефные и агрофоновые группы факторов проектов ТСУС формируют их проектную среду. Предметная специфика проектной среды ТСУС обусловлена биологическими особенностями созревания сахарной свеклы и изменением состояния почвы поля на протяжении выполнения работ в этих проектах. В частности, стохастическое действие агрометеорологических условий на состояние почвы и развитие сахарной свеклы приводит к изменчивости (риску) условий проектной среды ТСУС и является объективной причиной изменчивости показателей их выполнения.

Анализ системно-обусловленных тенденций формирования показателей эффективности проектов ТСУС позволил выдвинуть гипотезу о том, что условием обеспечения $\{E\} \rightarrow max$ является согласование параметров ТСУС, при которых интегрированные показатели выполнения соответствующих технологических процессов (биологические поте-

ри ($Q_б$) культуры, технологические потери ($Q_т$), собранный урожай ($Q_с$) [10]) достигнут своего экстремума.

Для этого свеклоуборочные работы следует выполнять с учетом обеспечения равенства между технологически необходимым ($t_{тн}$) и естественно разрешенным ($t_{ер}$) фондами времени на выполнение работ в проектах. При этом, свеклоуборочные работы должны начаться и закончиться к началу заморозков осенне-зимнего периода. Тогда функциональная зависимость $\{E\}$ ТСУС в неявном виде запишется:

$$\{E\} = f\left(t_{тн}, \{t_{ер}\}\right). \qquad (2)$$

Показатель $t_{тн}$ является частично управляемым. Его функциональная зависимость в неявном виде запишется уравнением:

$$t_{тн} = f\left(W_{сут}, S\right). \qquad (3)$$

где: $W_{сут}$ – суточная производительность; S – производственная площадь культуры.

Неуправляемость $t_{тн}$ обусловлена объективными условиями формирования $W_{сут}$ комплекса машин с соответствующими параметрами ($П_{КМУС}$):

$$W_{сут} = f\left(\sum N_{дв}, \gamma_г, У_к, k_{зм}, k^{в}_{зм}\right), \qquad (4)$$

где: $\sum N_{дв}$ – мощность свеклоуборочных комбайнов; $\gamma_г$ – состояние влажности почвы; $У_к$ – урожайность корнеплодов сахарной свеклы; $k_{см}$ – коэффициент сменности; $k^{исп}_{см}$ – коэффициент использования времени смены.

Продолжительность $t_{ер}$ для запланированного времени начала ($\tau_{нр}$) работ отражает влияние агрометеорологической составляющей на предметные условия проектной среды ТСУС и характеризуется риском:

$$R\left[t_{ер}\right] = f\left(\tau_{нр}, \sum t_{пп}, \sum t_{нп}, \tau^{с}_{ф}, \tau^{-5}\right), \quad (5)$$

где: $\sum t_{пп}, \sum t_{нп}$ – соответственно продолжительность погожих и ненастных промежутков времени осеннего периода [12]; $\tau^{с}_{ф}$ – время завершения физической спелости почвы; τ^{-5} – время наступления заморозков ниже -5°С.

Таким образом, для обеспечения условия $\{E\} \rightarrow max$ в проектах ТСУС с заданными $W_{сут}$ и S необходимо обосновывать $\tau^{opt}_{нр}$, при котором осуществляется согласование $t_{тп}$ с $t_{ер}$. В результате этого, появляется возможность обеспечить условие $t_{тп} = t_{ер}$ и $E(Q_с) \rightarrow max$. Тогда:

$$\tau^{opt}_{нр}, Q^{max}_{с} = f(\underbrace{W_{сут}, S}_{t_{тн}}, t_{ер}, m_н, \Delta m), \qquad (6)$$

где: $m_н$ – начальная масса корнеплодов сахарной свеклы; Δm – темпы прироста массы корнеплодов.

Исследование интегрированных показателей ТСУС позволяет определить статистические закономерности их изменения (вероятность и пределы отклонения показателей), а также такое сочетание параметров проектов ТСУС, при котором достигается экстремум показателей эффективности:

$$[П_{КМУС}, S, \tau^{opt}_{нр}] \rightarrow [Q_б, Q_т, Q_с] \rightarrow extr. \quad (7)$$

Для выполнения таких исследований разработана компьютерная программа статистической имитационной модели проектов ТСУС.

Она базируется на моделях и методах отображения базовых событий проектной среды, их взаимосвязей, а также влияния на соответствующие процессы в проектах [6].

Ее использование позволяет получить множество интегрированных функциональных показателей эффективности проектов ТСУС, количественно оценить их риск и согласовать параметры проектов с учетом стохастических и неуправляемых событий проектной среды.

Поиск такого календарного срока начала работ при котором показатели эффективности достигают своего экстремума позволяет обосновать его оптимальное значение $\tau^{opt}_{нр}$ в проектах ТСУС, а затем обеспечить условие $E(Q_с) \rightarrow max$.

Компьютерные эксперименты выполнены для агрометеорологических условий В. Волынского района Волынской области (Украина) с помощью разработанной компьютерной программы статистической имитационной модели проектов виртуальных ТСУС.

Программа и методика компьютерных экспериментов по оценке риска интегрированных функциональных показателей эффективности проектов ТСУС предусматривала моделирование работ (производственная программа проектов – 100 га; свеклоубо-

рочный комбайн – КСБ-6 "Збруч" производительностью – 15,75 га/день) по срокам их начала и характеристиках проектной среды – динамики прироста массы сахарной свеклы и агрометеорологических условий осеннего периода. После обработки результатов компьютерных экспериментов установлена зависимость изменения Q_c от времени начала ($\tau_{нр}$) работ в проектах ТСУС (табл. 1, рис. 1).

Анализ этих закономерностей позволил определить, что оптимальное время ($\tau_{нр}^{opt}$) начала работ в проектах ТСУС при котором обеспечивается Q_c^{max} для разных сезонных условий проектной среды различен. Определение множества значений (для каждой из итераций модели виртуальных проектов ТСУС) и соответствующих Q_c, Q_m, $Q_б$ позволило, на основании методов математической статистики [7] и критерия X^2 Пирсона, обосновать модели распределений этих показателей (рис. 2).

Таблица 1. Уравнение зависимостей интегрированных функциональных показателей
Table 1. Equation dependencies of integrated functional indicators

Функциональный показатель	Уравнение зависимости	Корреляционное отношение, *r*
Собранный урожай, ц	$Q_c = 44497{,}43 - 15484{,}45 \cdot \exp[-(0.004 \cdot \tau_{нр})^{16.3}] - 15484{,}45 \cdot (1 - \exp[-(0.0034 \cdot \tau_{нр})^{60.22}]$	0,892
Технологические потери, ц	$Q_m = 15484{,}45 \cdot \exp[-(0.004 \cdot \tau_{нр})^{16.3}]$	0,961
Биологические потери, ц	$Q_б = 15484{,}45 \cdot (1 - \exp[-(0.0034 \cdot \tau_{нр})^{60.22}]$	0,731

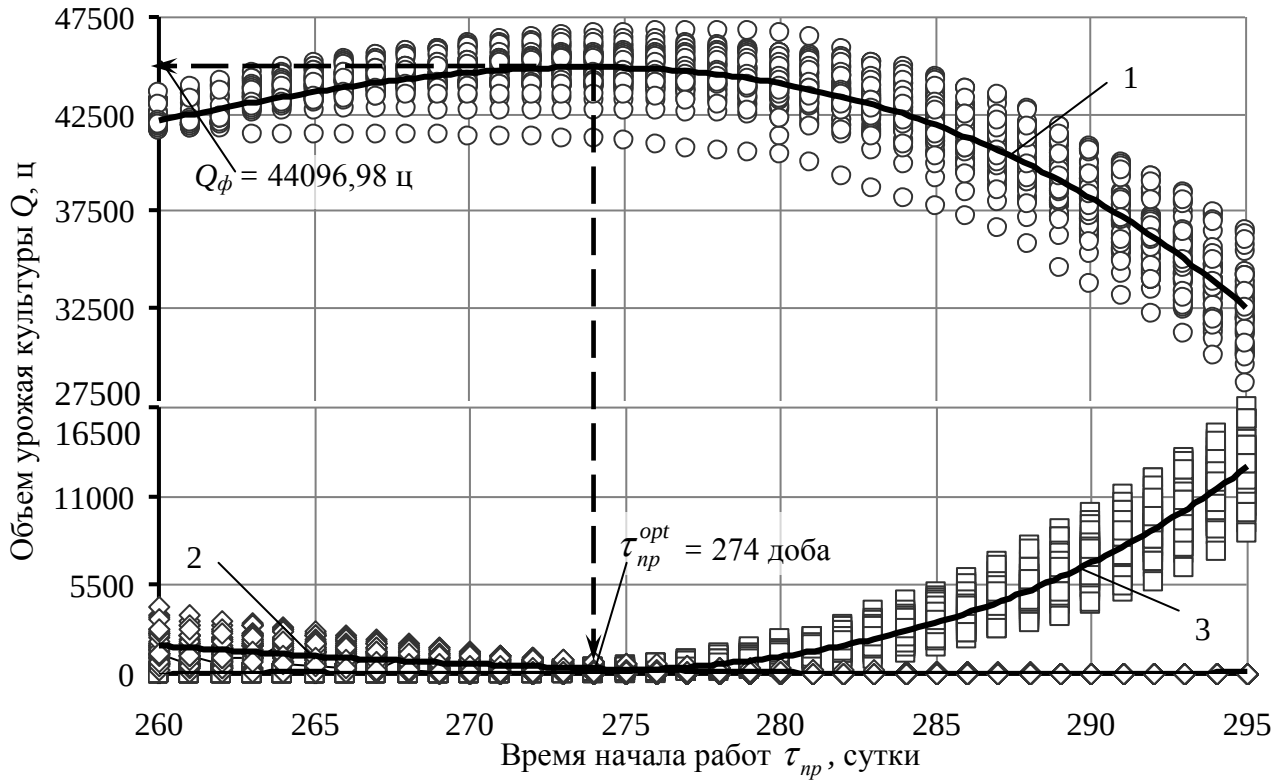


Рис. 1. Зависимость собранного и потерянного урожая от времени начала свеклоуборочных работ (для условий В. Волынского района Волынской области):

1 – собранный урожай; 2 – биологические потери; 3 – технологические потери

Fig. 1. Dependence collected and lost harvest from start of beet harvesting works (for conditions V. Volynskogo district of Volyn region):

1 – volume of harvest; 2 – biological losses; 3 – technological losses

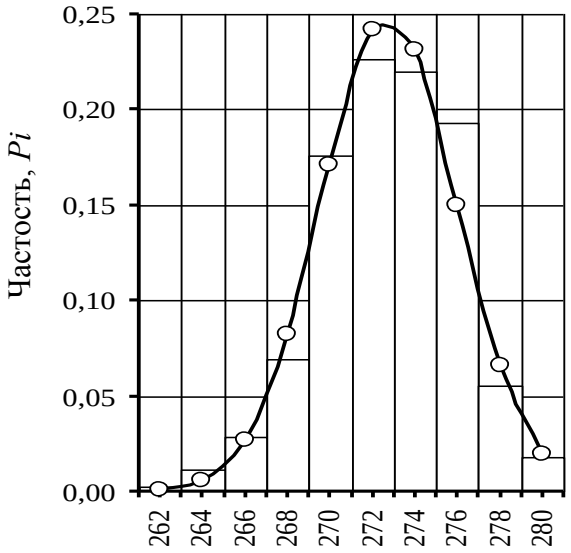


Рис. 2. Распределение оптимального времени начала работ в проектах ТСУС для агроклиматических условий В.-Волынского района Волынской области (нормальный)

Fig. 2. Distribution of the optimal time of works start in projects TSHB for conditions of V.Volynsky district of Volyn region (normal)

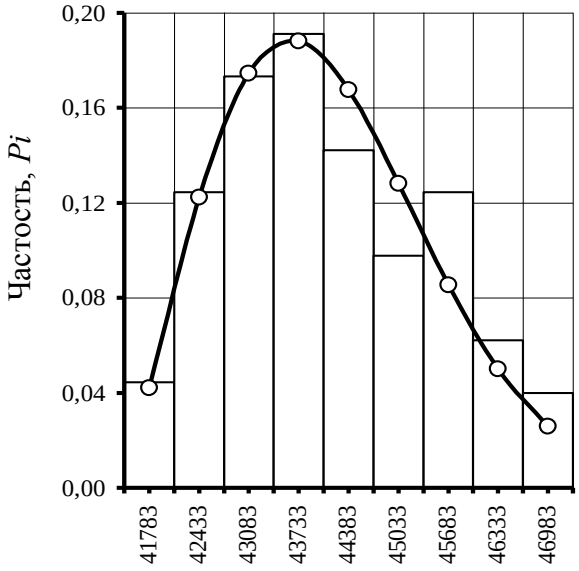


Рис. 3. Распределение валового объема собранного урожая сахарной свеклы для τ_{np}^{opt} в проектах ТСУС (Вейбулла)

Fig. 3. Distribution of harvest volume of sugar beet for τ_{np}^{opt} in projects TSHB (Weibull)

Таким образом, установлены статистические закономерности и распределения интегрированных функциональных показателей позволяют обосновать параметры проектов ТСУС ($П_{КМУС}$, S, τ_{np}^{opt}) при которых обеспечивается условие их максимальной эффективности.

Таким образом, установлены статистические закономерности и распределения интегрированных функциональных показателей позволяют обосновать параметры проектов ТСУС ($П_{КМУС}$, S, τ_{np}^{opt}) при которых обеспечивается условие их максимальной эффективности.

ВЫВОДЫ

1. Вероятностное влияние природной составляющей проектной среды (агрометеорологических условий и биологических особенностей созревания сахарной свеклы) предопределяет стохастичность интегрированных функциональных показателей эффективности проектов ТСУС.

2. Анализ системно-обусловленных тенденций формирования этих показателей убеждает в том, что задачу согласования параметров проектов ТСУС необходимо решать на уровне таких составляющих как технологический комплекс машин, производственная площадь культуры, сроки и темпы соответствующих работ в проектах.

3. Выполнение компьютерных экспериментов с разработанной моделью проектов технологической системы и обработки их результатов позволило установить (для заданной производственной площади культуры и темпов работ) статистические зависимости объемов собранного и потерянного урожая культуры от времени начала работ в этих проектах.

4. Итоги согласования параметров проектов технологических систем уборки сахарной свеклы (для условий В.Волынского района Волынской области, производственной площади сахарной свеклы – 100 га, комбайна типа КСБ-6 "Збруч") дают основания констатировать, что максимальная эффективность проектов обеспечится при оптимальном времени начала свеклоуборочных работ. В частности, этот термин характеризуется сто-

хастичностью (флуктуации от 22 сентября до 7 октября), а оценки математического ожидания соответствуют календарным срокам – 1 октября (или 274 сутки с начала года).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Agrarny`j sektor Ukrayiny` 2015. [Elektronny`j resurs]. – Rezhy`m dostupu: http://agroua.net.

2. Anchin V.L. 1992. Modelirovanie optimalnoy syirevoy zonyi / Anchin V.L., Solovev N.F., Timoshenko L.N. // Saharnaya svekla. – № 1. – 12–16.

**3. Bashy`ns`ky`j O.I. 2006.** Obg`runtuvannya metodiv upravlinnya ry`zy`kom u proekti reinzhy`niry`ngu sy`stemy` texnichnogo obslugovuvannya ta remontu pozhezhny`x avtomobiliv : avtoref. dy`s. na zdobuttya nauk. stupenya kand. texn. nauk : specz. 05.13.22 «Upravlinnya proektamy` ta programamy`» / O. I. Bashy`ns`ky`j. – L`viv. – 20.

4. Biologichni osobly`vosti ta texnologiya vy`roshhuvannya buryaka czukrovogo. 2008. [Elektronny`j resurs] // Zhurnal buryakivny`kiv i czukrovy`kiv Ukrayiny`. – Rezhy`m dostupu do zhurnalu: http://www.sugarbeet.org.ua.

5. Bondar V.S. 2009. Yak minimizuvaty` vy`traty` na vy`roshhuvannya czukrovyx buryakiv v umovax finansovoyi kryzy / V. S. Bodnar // Czukrovi buryaky`. – № 1 (67). – 3–5.

6. Buslenko N.P. 1978. Modelirovanie slozhnyih sistem / N. P. Buslenko. – M.: Nauka. – 351.

7. Gershgorn A.S. 1961. Elementyi teorii veroyatnostey i matematicheskoy statistiki / A. S. Gershgorn // Uchebnoe posobie Lvov. – 254.

8. Druzhinin V. V. 1985. Sistemotehnika / V. V. Druzhinin, D. S. Kontrov. – M.: Radio i svyaz. – 200.

9. Kirtbaya Yu.K. 1959. Osnovyi teorii ispolzovaniya mashin v selskom hozyaystve / Yu. K. Kirtbaya. – M.; K.: Mashgiz. – 276.

10. DSTU 4327:2004. 2005. Koreneplody` czukrovy`x buryakiv dlya promy`slovogo pereroblyannya: – K.: Derzhspozhy`vstandart Ukrayiny`. – 181.

11. Lyxochvor V.V. 2002. Rosly`nny`cz-tvo. Texnologiyi vy`roshhuvannya sil`s`kogospodars`ky`x kul`tur / V. V. Ly`xochvor. – L`viv: NVF “Ukr. texnologiyi”. – 800.

12. Nastavleniya gidrometeorologi-cheskim stantsiyam i postam. 1985. Vyip. 11: Agrometeorologicheskie nablyudeniya na stantsiyah i postah. Ch. 1: Osnovnyie agrometeorologicheskie nablyudeniya. – L. : Gidrometeoizdat. – 320.

13. Naukove zabezpechennya stalogo rozvy`tku sil`s`kogo gospodarstva v Lisostepu Ukrayiny` 2004. monografiya : v 2 t. / Kabinet Ministriv Ukrayiny`, NAU. – K.: Al`fa. – 460.

14. Pasechnaya L. D. 1988. Metodicheskie osnovyi opredeleniya tehnicheskogo osnascheniya uborochnyih rabot : avtoref. dis. na soiskanie uchenoy stepeni kand. tehn. nauk / L. D. Pasechnaya. – Krasnodar. – 19.

**15. Pogorily`j M. L. 2001.** Pidvy`shhennya texnologichnoyi efekty`vnosti buryakozby`ral`ny`x mashy`n: avtoref. dy`s. na zdobuttya nauk. stupenya kand. texn. nauk : specz. 05.05.11 «Mashy`ny` i zasoby` mexanizaciyi s.g. vy`robny`cztva» / Pogorily`j M.L. – K.: NAU. – 24.

**16. Sy`dorchuk O. 2002.** Sy`ntez chy`nny`kiv gody`nnoyi produkty`vnosti mashy`nnotraktornogo agregatu / O. Sy`dorchuk, B. Zatxej, V. Spichak, P. Lub // Visn. L`viv. derzh. agrar. un-tu: agroinzhenerni doslidzhennya. – № 6. – 3–8.

17. Sidorchuk A. 2013. V. Soglasovanie sostavlyayuschih tehnologicheskoy sistemyi obrabotki pochvyi i poseva ozimyih kultur / A. V. Sidorchuk, P. M. Lub, I. P. Ivasyuk, V. A. Ukrainets // MOTROL Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin-Rzeszow. – Vol. 15, №4. – 180–186.

18. Suchasna vitchy`znyana alternatyvna texnologiya zbyrannya czukrovyx buryakiv 2006. [Elektronny`j resurs] / [Royik M., Gukov P., Mazurenko A., Bondarenko G., Ganzhenko O.] // Propozy`ciya. – Rezhy`m dostupu do zhurnalu : http://agroua.net.

19. Tymochko V. 2011. Organizacijnotexnologichni zaxody` energozberezhennya pid chas zby`rannya olijny`x ta zernovy`x kul`tur / Ty`mochko V., Koval`chy`k Yu., Padyuka R. – Motoryzacja i energetyka rolnictwa. MOTPOL. – Lublin. – Vol. 13D. – 22–30.

20. Tryguba A.M. 2011. Procesy upravlinnya integrovany`my` proektamy` agrarnogo vyrobny`cztva / A. M. Tryguba, A. O. Sharybura. – Motoryzacja i energetyka rolnictwa. MOTPOL. – Lublin. – Vol. 13D. – 37–42.

CONCORDANCE OF TECHNOLOGICAL SYSTEMS PROJECTS

Summary. Characteristics of design environment which influence indicators of projects of cleaning of sugar beet are defined. Influence of parameters of projects of technological systems of cleaning of sugar beet on indicators of their efficiency is opened. The technique and results of coordination of these parameters on the basis of use of methods of statistical imitating modeling is given. The analysis of system caused tendencies of formation of these indicators convinces that problem of coordination of parameters of TSUS projects needs to be solved at level of such components as technological complex of cars, floor space of culture, terms and rates of corresponding works in projects. Performance of computer experiments with developed model of projects of technological system and processing of their results allowed to establish (for the set floor space of culture and rates of works) statistical dependences of volumes of the reaped and lost culture crop on time of beginning of works in these projects.

Key words: project, harvesting, sugar beets, terms, modeling, concordance, parameters, efficiency.

АНАЛИЗ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ДВУХФАЗНОЙ СОШНИКОВОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ ПОСЕВА ПРОПАШНЫХ КУЛЬТУР

Леонид Анискевич, Юрий Росамаха

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: rosamaha.vchenyij@ukr.net

Leonid Aniskevich, Yuri Rosamaha

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail: rosamaha.vchenyij@ukr.net

Аннотация. Проведен анализ возможностей высококачественной заделки семян пропашных культур с выполнением требований равномерного размещения семян в строке и заделки его на заданную глубину в уплотненное ядро почвы с помощью двухфазной сошниковой системы.

Вдавливающий диск копирует траекторию движения щелеобразователя с опозданием во времени 0,22 с, что для выбранной рабочей скорости движения сошниковой системы 2 м/с) соответствует конструктивному размеру 0,42 м. Однако, для обеспечения качественного функционирования двухфазной сошниковой системы для посева пропашных культур с двумя степенями свободы в широком диапазоне рабочих скоростей необходимо провести перспективные исследования по поиску путей замены механического рычага обратной связи на автоматизированную систему управления сервоприводом коррекции положения вдавливающего диска.

Ключевые слова: семена, двухфазный сошник, модель функционирования, качество заделки.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Рынок сельскохозяйственной техники Украины широко представлен сеялками как отечественных производителей, так и зарубежных компаний таких, например, как Kverneland Accord, Great Plains, Morris, Amazone, Massey Ferguson и ряда других. Эти сеялки обеспечивают (по информации производителей) высокие технико-эксплуатационные и качественные показатели сева, предоставляют комфортные условия работы механизатора, удовлетворяют современным требованиям сохранения плодородия почвы, экологического состояния окружающей среды и тому подобное. Почти все современные посевные агрегаты имеют бортовые компьютеры с автоматическими системами контроля выполнения технологического процесса и позволяют определять стабильность работы высевающих аппаратов, засеянную площадь, скорость движения агрегата, контролировать норму высева семян и выдавать другую дополнительную информацию.

На современном этапе развития механизации растениеводства происходит интенсивный переход к технологиям информационного земледелия. Одним из этапов такого перехода является внедрение технологий точного земледелия [1]. Посевные машины, при работе с системой точного земледелия (СТЗ) должны одновременно из традиционными задачами сева выполнять еще и дополнительные задачи по реализации «электронных» планов сева со сменными нормами в соответствии с алгоритмами оптимального соотношения между агробиологическим потенциалом почвы и нормой посева [2].

Для проведения сева с переменными нормами возможно использовать карт- либо сенсор-технологию [3]. Для реализации сева за сенсор-технологии желательно использовать системы с адаптивным согласованием. Для осуществления процесса сева по карт-технологии необходимо сформировать картограмму-задание на операцию сева. Такая картограмма базируется на информации об урожайности культуры предыдущего года и данных по мониторингу физико-

механических и агрохимических параметров почвы. На основании этой информации и на основе агрономических знаний, исторических сведений о поле и знаниях алгоритмов взаимосвязи между местоопределенными параметрами поля формируется электронная картограммах заданных норм высева семян по площади поля.

Современные технологии сева пропашных культур предусматривают тщательную подготовку почвы к севу, посев семян с высокими кондиционными характеристиками, внесение повышенных доз удобрений, применение высокоэффективных гербицидов, обеспечения требований местоопределенного сева и тому подобное [4]. Высевают крупные семена с большим количеством стартовых удельных веществ, что позволяет прорастать из больших (а значит и более увлажненных) глубин.

При посеве пропашных культур необходимо обеспечить такую заделку семян, при которой будут соблюдены оптимальные значения тепла, влаги, питательных веществ, аэрации, достаточной площади для роста и развития растения. Некачественная заделка семян приводит к изреженным и слабым всходам. То есть необходимо вложить (рис. 1: 1 – семя, 2 – ядро уплотненной и увлажненной почвы, 3 – мелкозернистая уплотнена структура, 4 – влажный слой почвы) семена 1 во влажный 4 слой почвы.

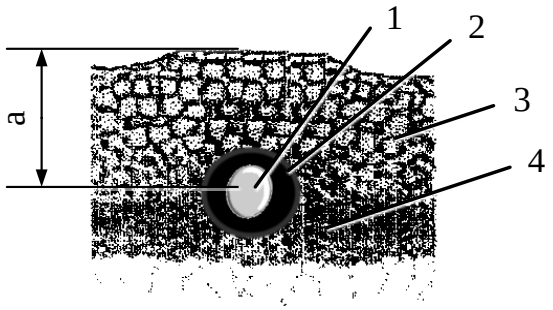


Рис. 1. Заделка семян в почву
Fig. 1. Sowing seeds in the soil

Вокруг семена необходимо сформировать ядро 2 уплотненного и увлажненной почвы, а сверху образовать мелкозернистую и уплотненную до 1,3 г/см^3 структуру 3.

Причем 90% семян должно залегать на заданной (с допустимым отклонением) глубине *а* независимо от состояния неровностей поверхности поля. Эти требования обязательны для выполнения как при обычных технологиях сева, так и при проведении местоопределенного сева.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Для достижения описанных требований качественной заделки семян изобретено много конструкций и технологических усовершенствований [5, 6, 7].

Однако, как показывает практика использования современных посевных машин, при всем многообразии существующих современных конструкций и технологических решений реализации механизированных процессов сева пропашных культур, к сожалению, не удается выполнить важнейшие требования по качественной заделке семян в почву. И обусловлено это в первую очередь тем, что при посеве пропашных культур заделка семян происходит с использованием однофазного способа сева, а именно: открытие сошником бороздки на конечную заданную глубину, доставка и фиксация (желательно без отскоков) каждого семя к уплотненному дну и закрытия семян почвой с последующим прикатыванием.

Такой однофазный способ заделки семян по сути своей не может обеспечить требования качественной заделки в соответствии с (рис. 1). Поэтому многие ученые и изобретатели работают в направлении поиска оригинальных способов заделки семян в почву.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является анализ возможностей высококачественной заделки семян пропашных культур с выполнением требований равномерного размещения семян в строке и заделки его на заданную глубину в уплотненное ядро почвы с помощью двухфазной сошниковой системы.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Предлагается к рассмотрению один из таких способов, а именно – двухфазный способ заделки семян сельскохозяйственных культур в почву [8, 9, 10]. По такому способу процесс заделки семян происходит за 2 фазы, в каждый из которых входят по две стадии (рис. 2).

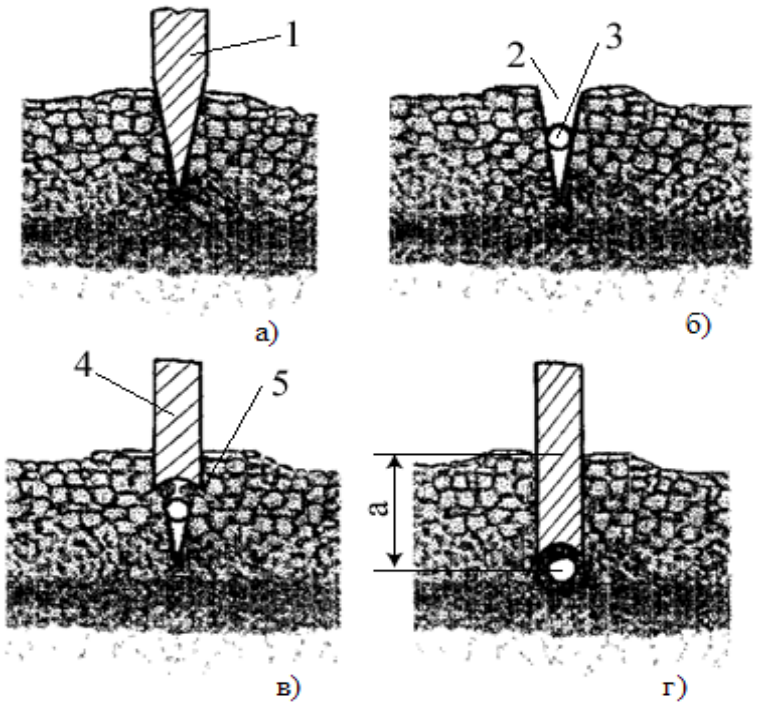


Рис. 2. Основные стадии заделки семян двухфазным способом:
а, б, в, г – последовательные стадии реализации способа
Fig. 2. The main stages of 2-phase method seeding

Последовательность четырех стадий функционирования сошниковой группы следующая:

▪ 1-я стадия: конусный щелеобразователь 1 входит в почву и образует щель 2 с благоприятными, для заклинивания в ней семян, геометрическими параметрами;

▪ 2-я стадия: в щель 2 подается семя 3, которое фиксируется заклиниванием его между стенками щели без раскатывания вдоль строки и ориентируется строго по оси щели;

▪ 3-я стадия: вдавливающий диск 4 с определенными геометрическими параметрами, направляется по щели и своими рабочими кромками 5 срезает боковые влажные стенки почвы. Почва при срезании, за счет формы желоба диска 4 перемещается вниз и накрывает семя, находящееся в щели, одновременно сжимая почву вокруг него.

▪ 4-я стадия: вдавливающий диск 4 перемещает семя с уплотненным слоем грунта на заданную глубину сева. Заделка строки выполняется традиционным способом.

Таким образом, при применении предложенного способа заделки семян в почву достигаются идеализированные условия по расположению семян в почве, которые рассмотрены выше (рис. 1). Для реализации двухфазного способа заделки семян разработана сошниковая группа, состоящая (рис. 3) с диска щелеобразователя 1, на котором закреплены ограничительные реборды 2 и который шарнирно, с помощью штанги 3 и пружины 4 прикреплен к раме 5. Пружина выполнена с возможностью регулировки прижимного усилия рукояткой 7 через винтовую пару 6. Последовательно в продольной оси по ходу движения агрегата (показано стрелкой) после щелеобразователя установлен семянаправитель 8. Вдавливающий диск 18 с помощью штанги 16 и стойки 15 закреплен на раме. Сигнал от датчика поступает на блок управления 10, который управляет двигателем 11. Двигатель 11 влияет на винтовую пару 12, а также упругий 13 и диссипативный 14 элементы.

Щелеобразователь изготовлен в форме клиновидного дискового ножа, который должен обеспечить такую форму щели на поверхности поля, чтобы семена свободно попадали в нее и заклинивались ближе нижней части. Блок управления 10 содержит два генератора импульсов 26 и 28, сумматор 27, усилитель сигнала 19, регулятор глубины хода диска 18 с лимбом 24 [11, 12].

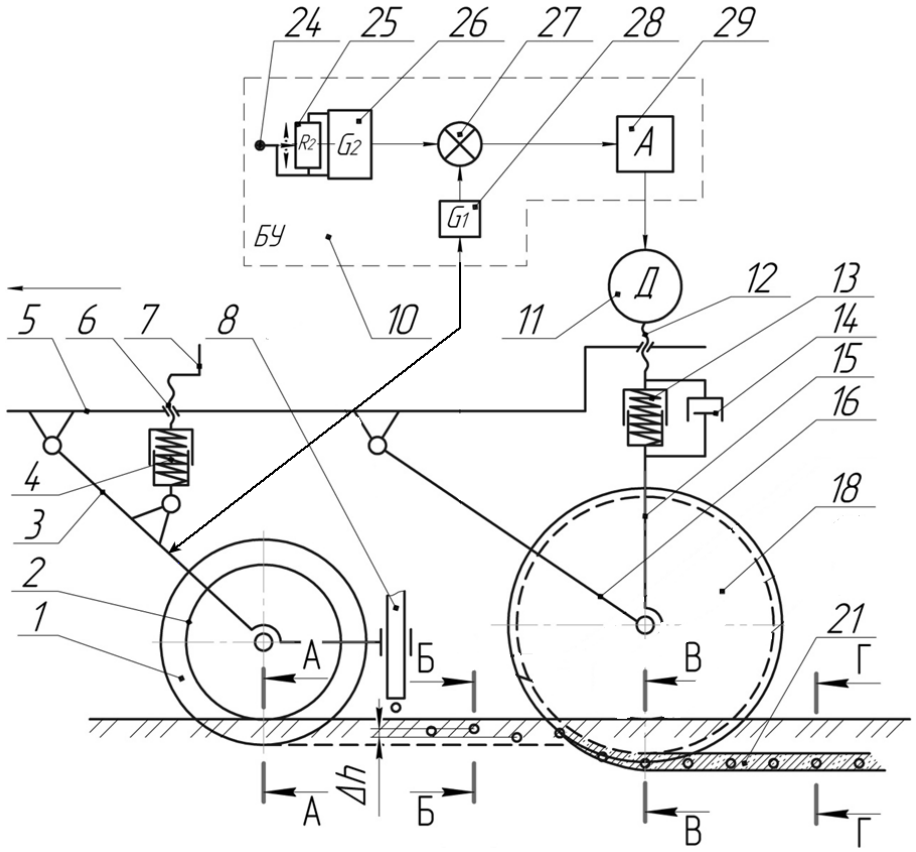


Рис. 3. Схема сошниковой системы для двухфазного способа сева сельскохозяйственных культур

Fig. 3. Scheme of the 2-phase coulter for sowing of planting crops

При движении сеялки щелеобразователь 1 образует в почве щель, в которую через семянаправитель 8 поступают семена. В щели происходит самозаклинивание семян между боковыми стенками щели без раскатывания. При этом семена в зависимости от размеров заклиниваются в щели на разной глубине. Вдавливающий диск 18, двигаясь по щели, срезает влажный слой почвы со стенок, засыпает семена и вдавливает их на заданную глубину h, при этом образует непрерывную трубчатую полосу уплотненного грунта с высеянным семенами внутри.

Для изучения характера движения сошниковой системы по неровностям поверхности поля последняя, в данном случае, рассматривается как самостоятельная динамическая система, выполняющая малые колебания от своего начального положения в пределах перемещений, которые допускает радиальная подвеска [13].

Для анализа параметрических соотношений сошниковой системы при движении ее по неровностям поверхности поля, составим эквивалентную схему механизированного аналога автоматизированной системы для двухфазного способа сева. Функции копирования неровностей поля и корректора положения вдавливающего диска выполняет щелеобразователь 1 из ребордами reb.

Отнесем систему к декартовой системы координат OXZ (рис. 4), которая движется прямолинейно со скоростью V. Вертикальные перемещения центров масс щелеобразователя $O_1^{'}$ и вдавливающего диска $O_2^{'}$ при малых колебаниях радиальных поводков вокруг установочных углов β_1 и β_2 определяются координатами z_1 и z_2 соответственно. Изменение координат z_1 и z_2 обусловленные движением щелеобразователя и вдавливающего диска по неровностям h поверхности поля. Кроме того, характер движения щелеобразователя и вдавливающего диска обусловлен соответствующими составляющими реакции почвы $R_{C_1}^X$, $R_{C_1}^Z$ и R_{C2}^X, R_{C2}^Z.

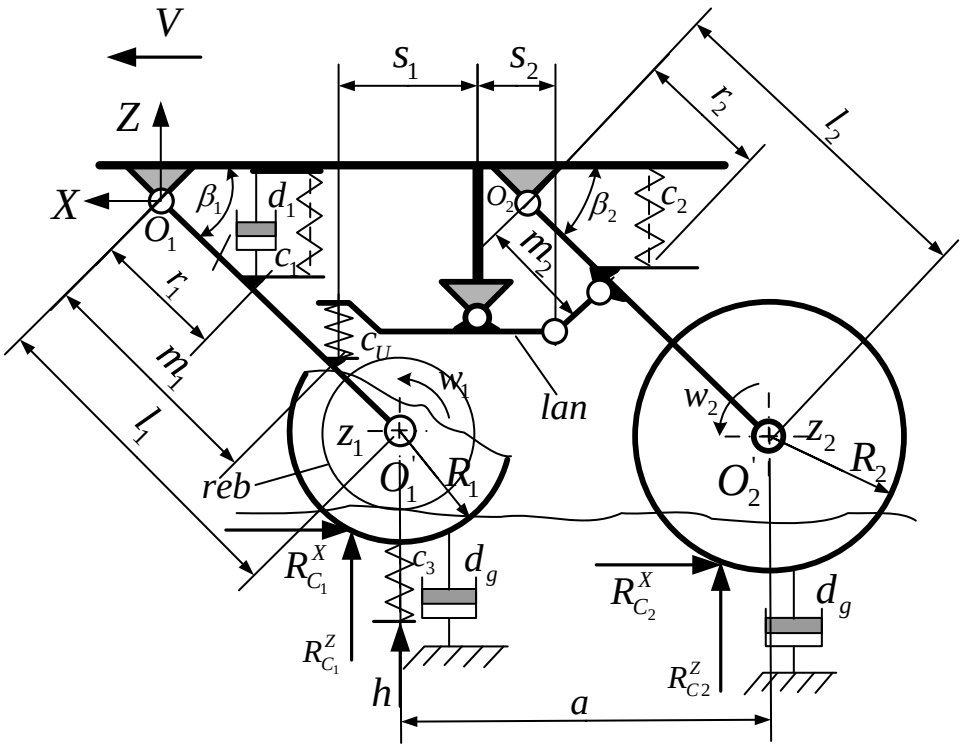


Рис. 4. Эквивалентная схема сошниковой системы для двухфазного способа сева
Fig. 4. Equivalent scheme of the 2-phase coulter for sowing

Физико-механические свойства почвы учтены коэффициентами упругости c_3 и демпфирования d_g. Силовой контур регулирования положения вдавливающего диска замкнутый пружиной с коэффициентом жесткости c_2.

Радиальная подвеска имеет в составе упругий элемент c_1 и демпфер с коэффициентом демпфирования d_1. Звено *lan* выполняет функцию коррекции положения вдавливающего диска относительно щелеобразователя. Благодаря этому достигается синхронность копирования неровностей щелеобразователем и вдавливающим диском, находящихся на расстоянии a друг от друга.

Для составления уравнений динамики движения сошниковой системы по неровностям поверхности поля воспользуемся уравнениями динамики Лагранжа 2-го рода [14, 15, 16, 17, 18]:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = -\frac{\partial \Pi}{\partial q_i} - \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} + Q_{q_i}, \quad (1)$$

где: T и Π – кинетическая и потенциальная энергия; Φ – диссипативная функция; q_i – обобщенные координаты; Q_{q_i} – обобщенная сила.

При принятых допущениях сошниковая система является системой с двумя степенями свободы, которые определяются координатами z_1 и z_2. Кинетическая энергия системы состоит из энергии поступательного движения центров масс O_1' и O_2' щелеобразователя и вдавливающего диска, а также вариаций угловых скоростей их вращения w_1 и w_2:

$$T = \frac{1}{2}\begin{pmatrix} M_1\left(\dot{z}_1^2 + \left(\tan[\beta_1]\dot{z}_1\right)^2\right) + \\ M_2\left(\dot{z}_2^2 + \left(\tan[\beta_2]\dot{z}_2\right)^2\right) + \\ I_1 w_1^2 + I_2 w_2^2 \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где: M_1, M_2 – масса щелеобразователя и вдавливающего диска; I_1, I_2 – момент инерции щелеобразователя и вдавливающего диска относительно осей их вращения; Δw_1 и Δw_2 – вариации скоростей вращения щелеобразователя и вдавливающего диска, которые обусловлены работой радиальных подвесок при копировании неровностей поверхности поля.

Вариации скоростей w_1 и w_2 определяются выражениями:

$$w_1 = \frac{\tan(\beta_1)\dot{z}_1}{R_1};$$
$$w_2 = \frac{\tan(\beta_2)\dot{z}_2}{R_2}. \quad (3)$$

После подстановки (3) в (2) имеем:

$$T = \frac{1}{2}\begin{pmatrix} \frac{I_1 \tan[\beta_1]^2 \dot{z}_1[t]^2}{R_1^2} + \\ M_1\left(\dot{z}_1[t]^2 + \tan[\beta_1]^2 \dot{z}_1[t]^2\right) + \\ \frac{I_2 \tan[\beta_2]^2 \dot{z}_2[t]^2}{R_2^2} + \\ M_2\left(\dot{z}_2[t]^2 + \tan[\beta_2]^2 \dot{z}_2[t]^2\right) \end{pmatrix}. \quad (4)$$

Потенциальная энергия системы имеет вид:

$$П = M_1 g z_1 + \\ + M_2 g z_2 + \frac{1}{2}\begin{pmatrix} c_1 \frac{r_1}{l_1} z_1^2 + c_2 \frac{r_2}{l_2} z_2^2 + \\ c_U \Delta_U^2 + c_g (z_1 - h)^2 \end{pmatrix}. \quad (5)$$

где c_U - коэффициент жесткости механизма коррекции положения вдавливающего диска; Δ_U - деформация пружины механизма коррекции положения вдавливающего диска;

Деформация Δ_U определяется из выражения:

$$\Delta_U = \left(z_1 \frac{m_1 s_2}{l_1(s_1 + s_2)} + z_2 \frac{m_2 s_1}{l_2(s_1 + s_2)}\right). \quad (6)$$

С учетом (6) будем иметь:

$$П = G1 z_1(t) + G2 z_2(t) + \\ + \frac{1}{2}\begin{pmatrix} c_g (z_1(t) - h\sin(tw))^2 + \\ \frac{c_1 r_1 z_1(t)^2}{l_1} + \frac{c_2 r_2 z_2(t)^2}{l_2} \end{pmatrix} + . \quad (7) \\ + \frac{1}{2} c_U \begin{pmatrix} \frac{m_1 s_2 z_1(t)}{l_1(s_1 + s_2)} + \\ \frac{m_2 s_1 z_2(t)}{l_2(s_1 + s_2)} \end{pmatrix}$$

Диссипативная функция системы в данном случае имеет вид:

$$Ф = \frac{1}{2}\left(d_g\left(\dot{z}_1^2 + \dot{z}_2^2\right) + d_1 \frac{r_1}{l_1} \dot{z}_1^2\right). \quad (8)$$

Частичная производная по скоростям координат z_1 и z_2 дает:

$$Ф = \frac{1}{2}\left(\frac{d_1 r_1 \dot{z}_1[t]^2}{l_1} + d_g\left(\dot{z}_1[t]^2 + \dot{z}_2[t]^2\right)\right). \quad (9)$$

Обобщенная сила системы:

$$Q + R_{C_1}^Z + R_{C_2}^Z + \tan(\beta_1) R_{C_1}^X + \tan(\beta_2) R_{C_2}^X . \quad (10)$$

Составляющая $\frac{\partial T}{\partial q_i}$ для данного случая составляет:

$$\frac{\partial T}{\partial (z_1, z_2)} = 0, \quad (11)$$

После подстановки (4), (7), (9), (10) и (11) в уравнение динамики (1) и проведения необходимых преобразований получим систему дифференциальных уравнений движения двухфазной сошниковой системы по неровностям поверхности поля (12).

Решение уравнения (12) можно проводить в условиях, когда в качестве неровностей поверхности поля ввести реальные реализации неровностей поля [19, 20], зарегистрированные, например, при выполнении операций предпосевной обработки почвы, а возможно представить неровности поверхности поля в виде гармоничной функции, например, вида:

$$q_h = h\left[\sin(wt) + \frac{1}{6}\sin(wt)\right], \quad (13)$$

где: h – амплитуда неровностей; w – частота поступления неровностей в соответствии со скоростью движения сошниковой системы.

Вторая составляющая правой части уравнения (13) обусловливает наличие высокочастотной гармоники в составе неровностей поверхности поля.

Численное решение системы дифференциальных уравнений проводилось с помощью метода Рунге-Кутта 4-го порядка.

Шаг изменения времени при этом был избран 0,01 с, что обеспечило устойчивость численного решения.

Массив исходных данных, необходимых для решении системы уравнений (12) при скорости движения сеялки V = 2 м/с и расстояния a = 0,42 м представлены в таблице.

На (рис. 5) представлено вид профиля неровностей поверхности поля и перемещение z_1 и z_2 при перемещении сошниковой системы в течение 5 секунд.

$$\begin{cases} G1+\frac{1}{2}\left(\frac{2c_1r_1z_1[t]}{l_1}+\right.\\ \left.2c_g\left(-h\sin[tw]+z_1[t]\right)\right)+\frac{c_U m_1 s_2\left(\frac{m_1s_2z_1[t]}{l_1(s_1+s_2)}+\right.}{l_1(s_1+s_2)}+\frac{(d_g l_1+d_1r_1)\dot{z}_1[t]}{l_1}+\frac{1}{2}\left(\frac{2I_1\tan[\beta_1]^2\ddot{z}_1[t]}{R_1^2}+\right.\\ \left.M_1\left(2\ddot{z}_1[t]+\right.\right.\\ \left.\left.2\tan[\beta_1]^2\ddot{z}_1[t]\right)\right)=\\ =R_{C_1}^Z+\tan(\beta_1)R_{C_1}^X;\\ G2+\frac{c_2r_2z_2[t]}{l_2}+\frac{c_U m_2 s_1\left(\frac{m_1s_2z_1[t]}{l_1(s_1+s_2)}+\right.}{l_2(s_1+s_2)}+d_g\dot{z}_2[t]+\frac{1}{2}\left(\frac{2I_2\tan[\beta_2]^2\ddot{z}_2[t]}{R_2^2}+M_2\left(2\ddot{z}_2[t]+2\tan[\beta_2]^2\ddot{z}_2[t]\right)\right)=\\ =R_{C_2}^Z+R_{C_2}^X\tan[\beta_2]. \end{cases} \quad (12)$$

Таблица. Конструктивные параметры сошниковой системы для двухфазного способа сева.

Table. The design parameters of 2-phase coulter for sowing

Параметр	Значение	Параметр	Значение	Параметр	Значение
b_1, рад.	0,55	I_1, кг м^2	0,7	c_2, к Н/м	300
b_2, рад.	0,55	I_2, кг м^2	0,6	c_3, к Н/м	800
h, м	0,03	R_1, м	0,14	c_U, кН/м	900
M_1	10	R_2, м	0,18	d_1, Н с/м	350
M_2	12	c_1, кН/м	100	d_g, Н с/м	350
$R_{C_1}^Z$, Н	85	$R_{C_2}^Z$, Н	90	$R_{C_1}^X$, Н	10
$R_{C_2}^X$, Н	15	l_1, м	0,4	l_2, м	0,5
m_1, м	0,2	m_2, м	0,2	S_1, м	0,15
S_2, м	0,1	r_1, м	0,15	r_2, м	0,15

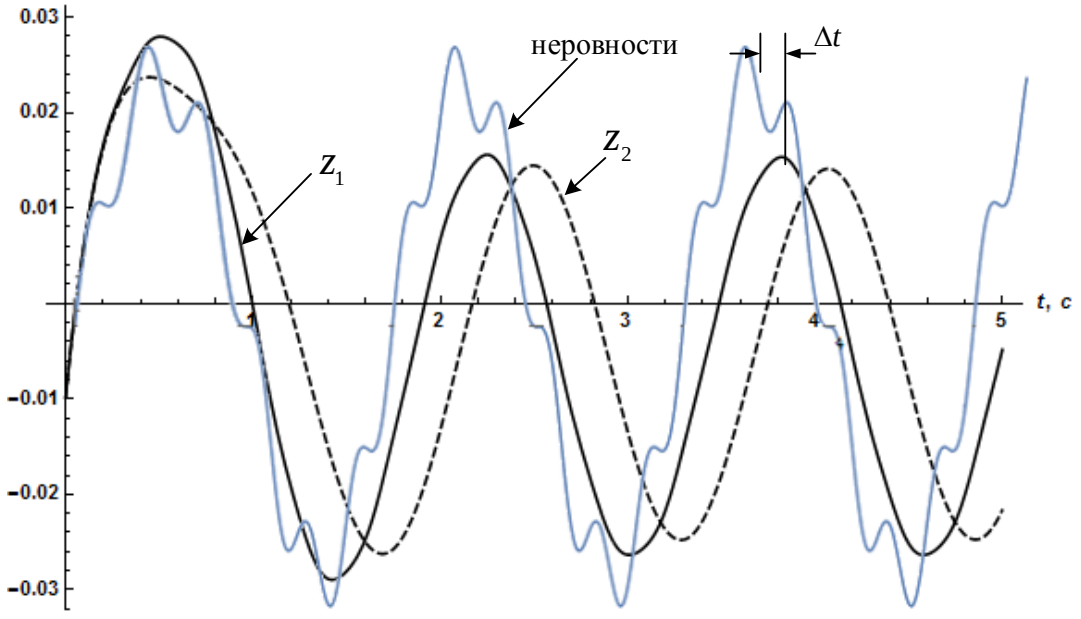


Рис. 5. Неровности поверхности поля и координаты z_1 и z_2

Fig. 5. Rough roughness of field and coordinates z_1 and z_2

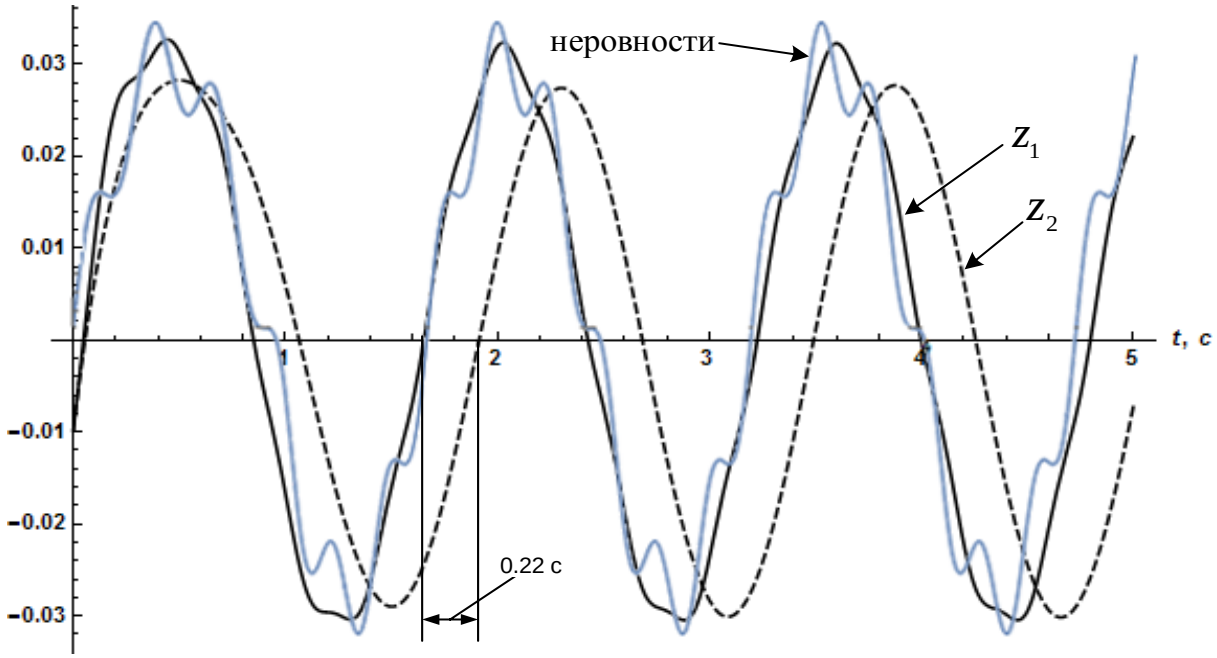


Рис. 6. Неровности поверхности поля и координаты z_1 и z_2

Fig. 6. Rough roughness of field and coordinates z_1 and z_2

Можно отметить, что переходной процесс заканчивается около через 1,7 секунды. Щелеобразователь копирует неровности с опозданием во времени Δt и, кроме этого, не реагирует на высокочастотную их составляющую, что неудовлетворительно отражается на качестве глубины заделки семян.

С целью улучшения рабочего процесса сошниковой системы было проведено компьютерное моделирование поведения сошниковой системы в зависимости от ключевых параметров системы с помощью программного продукта Mathematica 9.01. В результате этого было установлено, что для данной конструкции необходимо увеличить жесткость пружин c_U до 3000 кН/м, c_2 – до 1200 кН/м, а соотношение s_1 к s_2 рычага lan изменить к величине 0,14 до 0,11. Результат функционирования сошниковой системы с приведенными параметрами представлены на (рис. 6).

Необходимо отметить, что переходной процесс уменьшился до 1,1 секунды. Достигнут рациональный компромисс между качественным копированием низкочастотной (основной) составляющей неровностей поверхности поля и высокочастотной гармоники. Происходит практически полное копирование неровностей как по амплитуде, так и по частоте. Суммарная величина неувязки (среднее квадратическое отклонение реализации $z_1(t)$ от $h(t)$) составила 2×10^{-3} м, что соответствует неточности копирования около 2,3 %.

ВЫВОДЫ

1. Вдавливающий диск копирует траекторию движения щелеобразователя с опозданием во времени 0,22 с, что для выбранной рабочей скорости движения сошниковой системы (V =2 м/с) соответ-ствует конструктивному размеру a = 0.42 м.

2. Однако, для обеспечения качественного функционирования двухфаз-ной сошниковой системы для посева про-пашных культур с двумя степенями свободы в широком диапазоне рабочих скоростей необходимо провести перспективные исследования по поиску путей замены механического рычага обратной связи lan на автоматизированную систему управления сервоприводом коррекции положения вдавливающего диска.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Aniskevych L.V. 2001. Model funktsionuvannia posivnoi mashyny v systemi tochnoho zemlerobstva / Sb. nauchn. trud. Kerchenskoho morskoho tekhn. ynstta "Mekhanyzatsyia proyzvodstvennikh protsessov ribnoho khoziaistva, promishlennikh y ahrarnikh predpryiatyi", v.1, – Kerch: KMTY. 112–118.

2. Rosamakha Ju.O. 2013. Orghanizacija mekhanizovanykh operacij sivby v tekhnologhijakh tochnogh zemlerobstva / Tezy dopovidej «aktualjni problemy nauk pro zhyttja ta pryrodokorystuvannja» Kyjiv NUBiP. 152–153.

3 Aniskevych L.V. 1998. Sensor-tekhnolohiia v tochnomu zemlerobstvi / Kyiv, Naukovyi visnyk NAU. Vyp. 9. 70-72.

4. Ghudzj V.P. 2010. Prymak I.D., Budjonnyj Ju.V., Tanchyk S. P. Z-52 Zemlerobstvo: Pidruchnyk. 2-ghe vyd. pererob. ta dop. / Za red. V. P. Ghudzja. – K.: Centr uchbovoji literatury. – 464.

5. Siljsjkoghospodarsjki 2004. ta melioratyvni mashyny / [za redakcijeju Vojtjuka D.Gh]: Kyjiv Vyshha osvita. 544.

6. Buzenkov Gh.M. 1976. Ma S.A. Mashynu dlja poseva seljskokhozjajstvennikh kuljtur. Moskva «Mashynostroenye» 272.

7. Potapov A.A., 2010. Rudenko V.N., Ovsjannykov D.S.; Federaljnoe ghosudarstvennoe obrazovateljnoe uchrezhdenye visshegho professyonaljnogho obrazovanyja "Stavropoljskyj ghosudarstvennij aghrarnij unyversytet" 2009122785/12; zajavl. 15.06.2009.

8**. Anyskevych L.V. 1993.** Havryliuk H.R., Opalko H.P., Sydorshyn E.A. Sposob poseva semian s.-kh. kultur y ustroistvo dlia eho osushchestvlenyia. Patent na yzobretenye № 1812924, opubl. Biul. № 16.

9. Aniskevych L.V. 2014. Rosamakha Ju.O., Shchilynoutvoriuvach dlia sivby silskohospodarskykh kultur. Patent Ukrainy na korysnu model № 93137. Opubl. biul. № 18.

10. Aniskevych L.V. 2014. Rosamakha Ju.O. Shljakhy pokrashhennja sivby prosapnykh kuljtur u tekhnologhijakh tochnogho zemlerobstva / Visnyk zhytomyrsjkogho nacionaljnogho aghroekologhichnogho universytetu. Vyp. №2 (45), t. 4, ch.1. 157–162.

11. Myzhydon A.D. 2008. Analytycheskoe konstruyrovanye optymaljnikh reghuljatorov pry postojanno dejstvujushhykh stokhastycheskykh vozmushhenyjakh v prylozhenyy k syntezu vybrozashhytnikh system / A.D. Myzhydon // Avtomatyka y telemekhanyka. – № 4. – 81-93.

12. Romasevych Ju.O. 2012. Realyzacyja optymaljnogho upravlenyja dvyzhenyem dynamycheskykh system s yspoljzovanyem PD- y PYD-reghulyrovanyja / Romasevych Ju.O. // Motrol. – T. 12 B. – Lublin. – 176–182.

13. Lurje A.B. 1977. Ghrombchevskyj A.A. Raschet y konstruyrovanye seljskokhozjajstvennikh mashyn / Lenynghrad «Mashynostroenye» Lenynghradskoe otdelenye 528.

14. Vasylenko P.M. 1980. Vasylenko V.P. Metodyka postroenyia raschetnikh modelei funktsyonyrovanyia mekhanycheskykh system (mashyn y ahrehatov) / K., USKhA. – 136.

15. Vasylenko P.M. 1987. Anyskevych L.V. Matematycheskoe modelyrovanye funkcyonyrovanyja mobyljnikh mnoghomernikh mashynnikh aghreghatov s dyfferencyaljnimy formamy svjazej / Sb. nauch. Trudov «Aghromekh 87», Bratyslava, , № 119, 122–127.

16. Lure A.B. 1967. Avtomatyzatsyia selskokhoziaistvennikh ahrehatov / Lenynhrad «Kolos» 264.

17. Artobolevskyj Y.Y. 1977. Loshhynyn V.S. Dynamyka mashynnikh aghreghatov na predeljnikh rezhymakh dvyzhenyja / Mosskva «Nauka» 326.

18. Dzh. Khejl 1966. Kolebanyja v nelynejnikh systemakh / M. «Myr» 324.

19. Brovarets O.O. 2011. Analiz struktury zburiuiuchykh nerivnostei ahrofoniv. Motrol. - Lublin, Tom 13 B. 161–166.

20. Kyryenko B.N. 1967. Statystycheskye yssledovanyja mykroprofylja polevikh dorogh y nekotorikh profylej polej / B.N. Kyryenko // Puty povishenyja kachestva konstrukcyj

seljskokhozjajstvennikh mashyn. – Novosybyrsk: SKhL. – 109–114.

ANALYSIS OF FUNCTIONING OF 2-PHASE COULTER FOR SOWING OF TILLED CROPS

Summary. Analysis of possibilities of high-quality sowing of tilled crops with implementation of requirements of even placing of seed in row and transport them on set depth in close-settled kernel of soil by means of 2-phase coulter system is conducted. Pressing disk copies trajectory of movement of coulter system with delay in time 0.22 with that for chosen worker of speed of movement of coulter system of 2 m/s) corresponds to constructive size of 0,42 m. However, for ensuring high-quality functioning of two-phase coulter system for crops propashnykh of cultures with two degrees of freedom in wide range of working speeds it is necessary to conduct perspective researches on search of ways of replacement of mechanical lever of feedback by automated control system for servo-driver of correction of provision of pressing disk.

Key words: seed, two-phase coulter, model of functioning, quality of earnings.

МЕТОДОЛОГИЯ РАЗРАБОТКИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ БИОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОМЛЕКСОВ

Семен Драгнев[1], Еугениуш Красовски[2]

[1]Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: svdragnev@gmail.com
[2]Польская академия наук
Ул. Велкопольская, 62, г. Люблин, Польша. E-mail: eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl

Semen Dragnyev[1], Eugeniusz Krasowski[2]

[1]National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: svdragnev@gmail.com
[2]Polish Academy of Sciences
Str. Wielkopolska, 62, 20-725 Lublin, Poland. E-mail: eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl

Аннотация. Рассмотрено альтернативное постиндустриальное направление решения проблем сельскохозяйственного производства за счет интегрированного использования биотехнологических альтернатив. Предложена методология разработки сельскохозяйственных технологий по типу биоконверсного комплекса. Разработаны вариант системного подхода и алгоритм проектирования сельскохозяйственных биоконверсных комплексов, позволившие устранить недостатки существующего эвристических методов. Таким образом, предложенный вариант системного подхода к разработке биотехнологических процессов для их реализации как составляющей биоконверсного комплекса базируется на использовании ценологического подхода, аналитических и лабораторно-производственных исследований, а также гносеологических приемов инженерно-технических исследований (конструирование, проектирование и испытания). Указанные методологические основы позволяют формализировать процесс разработки и использования биотехнологических операций, а также устранить возможные ошибки существующего эвристического подхода.

Ключевые слова: сельскохозяйственные постиндустриальные технологии, биоконверсный комплекс, биотехнологические процессы, системный подход, алгоритм разработки.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В сложившихся экстремальных условиях мирового системного кризиса чрезвычайно обострилась проблема определения и прогнозирования последующего развития агротехнологий и технических средств для их обеспечения: идти ли и в дальнейшем традиционным путем эволюционного развития индустриальных агротехнологий, которые нуждаются во все больших энергозатратах, и создают целый ряд эколого-экономических проблем, или использовать альтернативное постиндустриальное направление, которое базируется на последних достижениях сельскохозяйственной биотехологии.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Современное сельскохозяйственное производство характеризуется неопределенностью в соотношении между сельскохозяйственными угодьями, несбалансированностью биохимических веществ и энергии в агроландшафтах, несовершенством системы охраны почв и мониторинга земельных ресурсов. Все это предопределяет не только снижение потенциального плодородия почв, но и нарушение экологической стойкости окружающей среды, снижения производительности сельско-хозяйственных угодий [1, 2].

Вышеуказанные причины обусловили то, что биологический потенциал почв используется лишь на 20-30 %, а энергозатраты на получение единицы продукции растениеводства в 2-5 раз превышают энергозатраты в развитых странах. При этом энергозатраты на удобрения и защиту растений в интенсивных технологиях выращивания составляют 32-64 % от общих в зависимости от выращиваемой культуры [2, 3].

Полный отказ от индустриальных методов ведения сельско-хозяйственного производства приводит к резкому падению урожайности, а переход на биологическое земледелие увеличивает энергозатраты. Все это обусловливает необходимость поиска, разработки и применения альтернативных экологически безопасных энергосберегающих механизированных технологий выращивания сельскохозяйственных культур, а также соответствующего оборудования для их реализации [4, 5].

Одним из перспективных направлений выхода из сложившейся ситуации является интегрированное использование в сельскохозяйственном производстве альтернативных биотехнологических операций как составляющих постиндустриальных технологий, которые связаны по принципу биоконверсного комплекса [6, 7, 8, 9].

Биоконверсный комплекс – это система ведения биологизованного сельскохозяйственного производства в условиях конкретного агробиоценоза многоотраслевого сельско-хозяйственного предприятия или целого агроландшафта, которая базируется на использовании интегрированных в производственные процессы специализированных техноценозов для максимально возможной с эколого-экономической точки зрения биотехнологической переработки всех органических отходов (нетоварной биомассы) для последующего полного или частичного возвращения преобразованной биомассы в производственные процессы с целью уменьшения энергетических расходов производства, полного или частичного устранения негативного действия производства на окружающую среду, санации и возобновления плодородия почв, возможности получения биологической продукции [10].

Биоконверсный комплекс кроме использования биотехнологических альтернатив предусматривает использование традиционных агротехнологических операций: выращивание высокопродуктивных районируемых сортов растений и пород животных, использования сидератов, соответствующих севооборотов и тому подобное.

Если понятие сельскохозяйственного биоконверсного комплекса получило свое приложение и последующее развитие в прежнем СССР на основе использования теоретических и практических разработок закрытых экосистем гражданской обороны и космических станций [11, 12], то в Западной Европе наиболее перспективным направлением научных исследований и конечной целью развития сельскохозяйственного производства является создание интегрированного земледелия [13].

Интегрированное земледелие является сверхсистемой, в состав которой входят системы правильного (воспроизведенного) почвенного комплекса и окружающей среды, а также инженерная система, которая, в свою очередь, включает комплекс машин и орудий, через которые поступает до 50% энергопотоков в агробиоценоз, и систему мониторинга, без функционирования которой о производстве биологической продукции не может быть и речи [13]. В целом, в мире все более интенсивно проявляются экологически ориентированные процессы трансформации системы аграрного производства.

Если для реализации индустриальных технологий нужны четкие технологические регламенты и дисциплинированные исполнители, то для постиндустриальных технологий дополнительно необходимы алгоритмы для выбора и реализации системы рациональных технологических операций в конкретных условиях, а также наличие технолога-творца, который пользуясь доступными технологическими, материальными и информационными ресурсами постоянно анализирует, избирает и обеспечивает реализацию рационального (оптимального) технологического варианта [14, 15].

Однако, сельскохозяйственное производство вообще, а также его основные технологии в частности, являют собой сложные биотехнологические процессы, в которых для

получения продуктов питания и сырья используются биологические системы высшего порядка – агробиоценоз. Академик Вернадский В.И. указывал на многомерность и пентасиметрию живого вещества [16]. Чрезвычайно высокий уровень сложности и многомерности биологических систем вообще и сельскохозяйственных биотехнологических систем в частности обусловливает невозможность эффективного использования для решения прикладных биотехнологических заданий традиционных методологических подходов. В отличие от биотехнологических процессов производства пищевой и фармакологической продукции, в которых используются монокультуры и стерильные питательные среды, что позволяет разработать более-менее приемлемую идеальную модель процесса, для разработки большинства сельскохозяйственных биоконверсных процессов используют преимущественно эвристические методы. Все это обусловливает необходимость разработки системного подхода к созданию и оцениванию сельскохозяйственных технологий вообще и биоконверсных комплексов в частности.

Системный подход – это общенаучное методологическое направление, в рамках которого разрабатываются методы и средства теоретического исследования сложно организованных объектов (систем), направленные (в отличие от системного анализа) на теоретическое развертывание знания, формирования и развитие специфических предметов научного исследования. Системный анализ – это научное направление, связанное с разработкой методологии развязывания проблем прикладного характера [17]. Единой методики системного подхода и системного анализа в научных исследованиях пока еще нет. В практике исследований он применяется с использованием таких методик: процедур теории исследования операций, которая дает возможность дать количественную оценку объектам исследования; анализа систем исследования объектов в условиях неопределенности; системотехники, которая включает проектирование и синтез сложных систем в процессе исследования их функционирования [18].

Учитывая вышеизложенное, в разрезе проблемы разработки интегрированных биотехнологических процессов и технических средств в составе сельскохозяйственных биоконверсных комплексов под системным подходом понимается использование для решения биотехнологических заданий системы (а точнее – комплекса) взаимоувязанных между собой методов научных исследований в пределах функционирования единой системы “естествознание – технические науки – производство”.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является разработка методологических основ создания сельскохозяйственных биоэнергетических комплексов на основе использования системного подхода.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

С целью определения базовых биотехнологических процессов, выполнение которых должно обеспечить стабильное функционирование сельско-хозяйственного биоконверсного комплекса, рассмотрим блок-схему типа “отрасль – технологическая операция” полнокомплектного биоконверсного комплекса (рис. 1).

Анализ отечественных и зарубежных действующих сельскохозяйственных биоконверсных комплексов показывает, что базовыми биотехнологическими операциями должна быть, как минимум, взаимоувязанная с реальным агробиоценозом совокупность следующих биотехнологических процессов:

– микробиологическая ферментация (компостирование, аэрирование, метановое сбраживание);

– вермикомпостирование, культивирования беспозвоночных;

– производство и применение энтомологических и микро-биологических препаратов защиты растений.

С целью исследования сельскохозяйственных биоконверсных комплексов проведена их оценка в соответствии с классификацией сложных систем.

Тип системы биоконверсного комплекса:

– по происхождению – смешанная (естественно-искусственная);

– по характеру связи с внешней средой – открытая со значительным влиянием на окружающую среду;

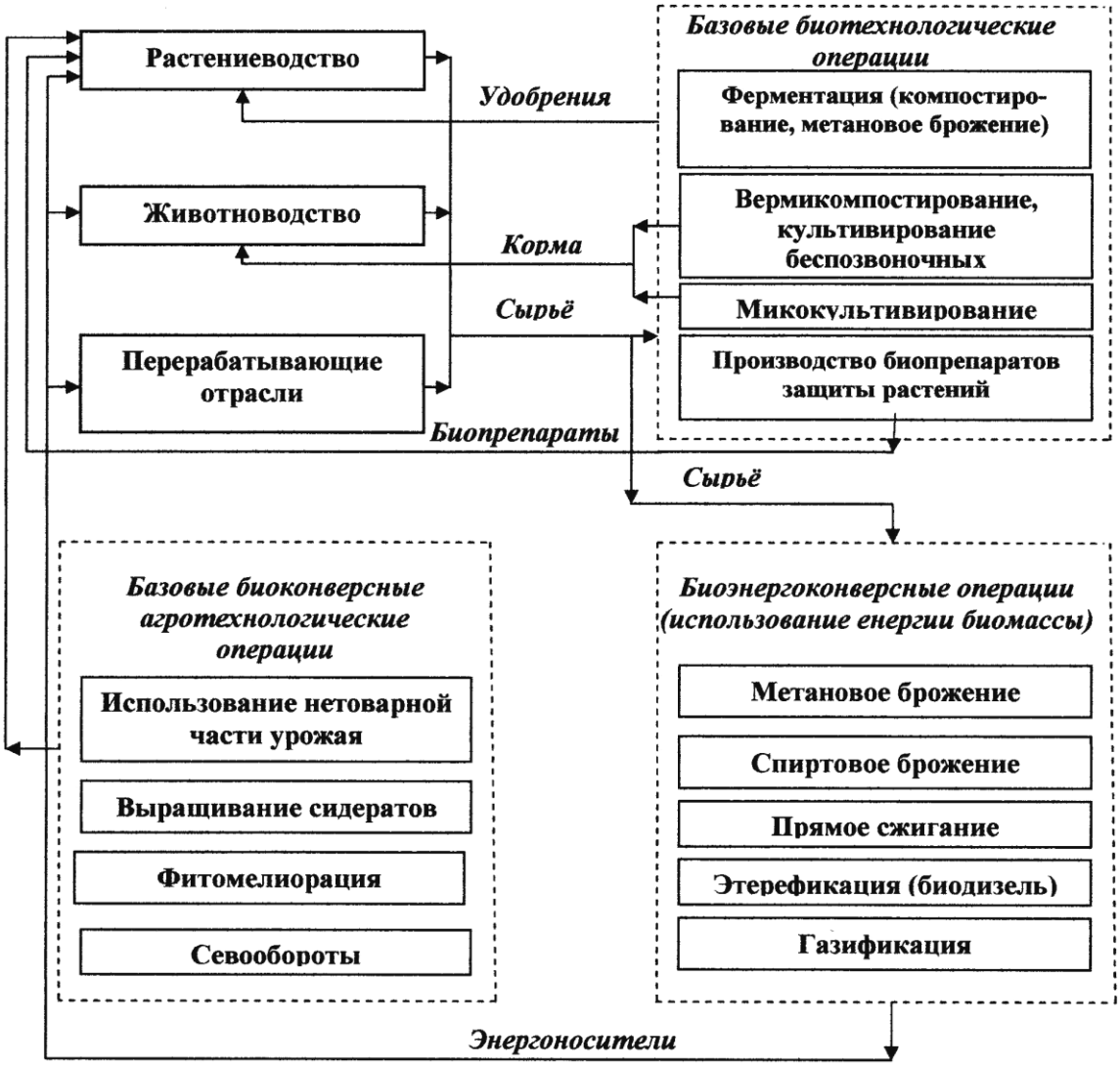


Рис. 1. Блок-схема типа “отрасль – технологическая операция” повнокомплектного биоконверсного комплекса

Fig. 1. Flow-chart of type "industry – technological operation" of fullcomplete bioconversion complex

– по сложности – сложная комбинированная система живых и технических (неживых) составных элементов, из которых технические составляющие являются простыми динамическими подсистемами с заданным законом поведения, а живые составляющие имеют системы саморегуляции (гомеостаза) с частично известными или исследуемыми законами поведения (в составе агробиоценоза или техноценоза) и закономерностями, которые находятся вне нашего сознания; по принципу поведения – гомеостатическая с частичным предвидением;

– по степени организованности – комбинированные с технической регуляцией и биологической саморегуляцией;

– по степени ресурсной обеспеченности управления – сложные, энергокритические;

– по описанию переменных – смешанные;

– по способу управления – комбинированные с управлением извне и биологическими системами саморегуляции;

по количеству операторов системы – непараметрический класс (операторы известны частично).

Предложен вариант системного подхода для разработки биотехнологических процессов и оборудования для их реализации в составе сельскохозяйственного биоконверсного комплекса (рис. 2).

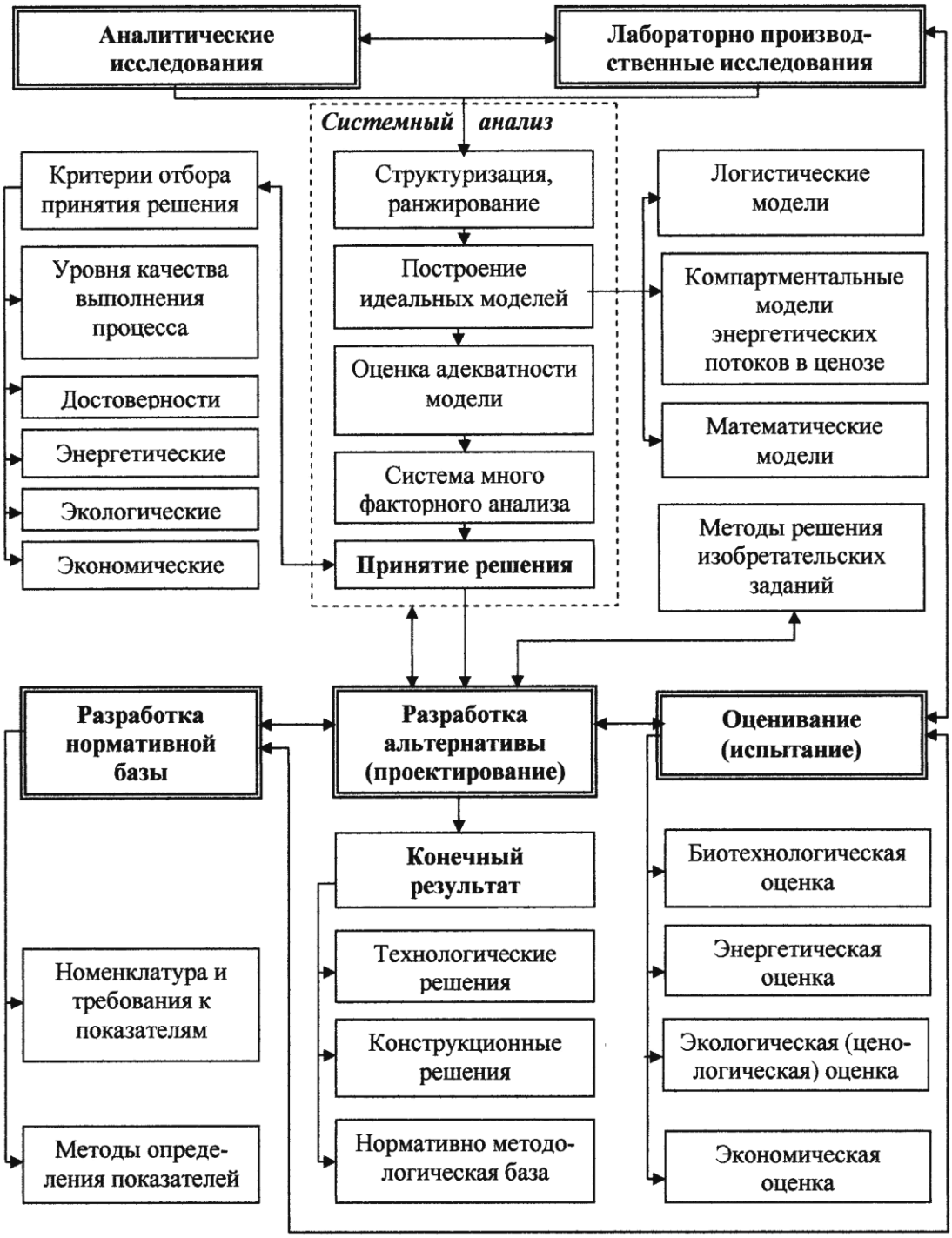


Рис. 2. Структурная схема системного подхода для разработки биотехнологических процессов и оборудования для их реализации в составе сельскохозяйственного биоконверсного комплекса

Fig. 2. Flow diagram of systems approach for development of biotechnological processes and equipment for their realization in composition agricultural bioconversion complex

Такой подход базируется на использовании в первую очередь аналитических и лабораторно-производственных исследований, а также гносеологических приемов инженерно-технических исследований (конструирование, проектирование и испытание).

Использование системного анализа имеет свои определенные особенности, которые обусловлены спецификой использования биотехнологических альтернатив в сельскохозяйственном производстве. Для построения идеальной модели биотехнологического

процесса на основе экспериментальных данных, на наш взгляд, целесообразно использовать метод синтеза регрессионных моделей, которые не нуждаются в априорном знании структуры модели. Применение этого метода, как показала практика, позволяет получить адекватную модель процесса, которой достаточно для проектирования биотехнологических процессов и оборудования для их реализации [19].

Для построения логистических и компартментальных моделей потоков энергии и веществ используется ценологический подход. Такой же подход использован и для решения изобретательских заданий с целью устранения биотехнологических и технических противоречий во время проектирования биотехнологических процессов.

Учитывая то, что сельскохозяйственная биотехнология является мультидисциплинарной отраслью знаний, которая интенсивно развивается из-за наличия социальных потребностей, в состав системного подхода также включена разработка нормативной базы (номенклатуры и требований к показателям качества выполнения биотехнологического процесса).

На основе анализа структурной схемы системного подхода и показателей функционирования существующих биоконверсных комплексов был предложен алгоритм разработки биотехнологической составляющей биоконверсного комплекса, в основу которого положен ценологический подход к определению перечня основных (базовых) биотехнологических операций и их основных параметров, а также к подбору или разработке необходимого технологического оборудования. Основная цель разработки биоконверсного комплекса – повысить эффективность биологического производства сельскохозяйственной продукции путем комплексного использования биотехнологических операций для достижения синергического эффекта за счет возобновления малого круговорота веществ в агробиоценозе. Основной особенностью разработки биоконверсных комплексов, как и любых сложных биотехнических систем, является наличие значительного количества факторов влияния. Лишь незначительная часть (до 10 %) таких факторов является детерминированными, то есть такими, которые имеют четко определенную зависимость и могут быть рассчитаны. Большинство же зависимостей имеют стохастический характер с высокой степенью неопределенности.

Поэтому в настоящее время разработка сложных биотехнологических систем как у нас в стране, так и за рубежом носит преимущественно эвристический характер. Вследствие этого большинство разработок сельскохозяйственных биотехно-логических процессов нуждаются в значительной доработке, а, как минимум, над каждой третьей из них работы прекращаются из-за неработоспособности процесса или негативных последствий его использования.

Обусловливая общие требования к созданию биоконверсных комплексов, следует учитывать, что:

– необходимо придерживаться экологических законов существования агроландшафтов как категории экосистем;

– увеличение структурированности производственной системы биоконверсного комплекса приводит к повышению ее стойкости;

– производственной системой биоконверсного комплекса является не отдельное сельскохозяйственное производство, а целый агроландшафт, который включает комплекс производств;

– в производственную часть биоконверсного комплекса должны быть включены, как дополнительные звенья агробиоценоза, биотехнические системы с высокой концентрацией биологических агентов (ферментативные установки переработки биомассы на биогумус, культивационные боксы для вермикомпостирования, оборудование для производства энтомологических и микробиологических препаратов и тому подобное);

– агробиоценоз биоконверсного комплекса должен иметь в своем составе соответствующие автотрофные и гетеротрофные звенья для локализации и выведения из малого круговорота веществ метаболитов, токсинов и внешних полютантов.

Общий алгоритм разработки биотехнологической составляющей биоконверсного комплекса.

Этап 1. Сбор и анализ начальных характеристик:

– существующие технологии производства сельскохозяйственной продукции;

– состояние почв, предыстория их использования;

– реальный потенциал органосодержащих отходов (вторичного сырья, пригодного для биоконверсной переработки);

– определение реально возможных размеров и направления производства разрабатываемого биоконверсного комплекса.

Этап 2. Разработка технологического проекта биоконверсного комплекса:

– построение и анализ ценологичних, компартментальных и биоэнергетических моделей конкретного биоконверсного комплекса;

– выбор базовых биотехно-логических операций;

– определение объемов производства и основных параметров базовых биотехнологических операций;

– разработка варианта техноценоза биотехнологической составляющей с использованием экспертной системы многофакторного анализа для выбора технологий и оборудования для использования биотехнологических альтернатив в сельскохозяйственном производстве.

Этап 3. Анализ результатов внедрения биоконверсного комплекса в начальный переходный период и внесение корректив в базовые биотехнологические процессы:

– определение реальных показателей функционирования биоконверсного комплекса;

– определение реальных производственных показателей реализации биотехнологических процессов;

– внесение технологических и технических корректив в биотехнологические процессы (при необходимости).

Принципиальная схема алгоритма разработки биотехнологической составляющей биоконверсного комплекса представлена на рис. 3.

Параметры и зависимости, которые контролируются в процессе разработки биоконверсного комплекса

1. Соответствие основному экологическому закону перехода энергии из одного звена трофической цепи в следующее (не больше 10%).

Параметр относительной оценки (δ) перехода энергии рассчитывают по формуле:

$$\delta = E_н / E_п \approx 0{,}1, \qquad (1)$$

где: $E_н$ – энергосодержание биомассы предыдущего звена трофической цепи, ГДж/га; $E_п$ – энергосодержание биомассы следующего звена трофической цепи, ГДж/га.

2. Обеспечение оптимального (близкого к естественному) соотношения биомасс разных групп организмов агробиоценоза, которое предусматривает наличие микроорганизмов – 90 %, беспозвоночных – 9 %, позвоночных – 1 %.

3. Соответствие требованиям создания оптимального техноценоза биоконверсного комплекса [10]:

$$E_1 \geq (k_2 / k_1)\ E_2, \qquad (2)$$

где: E_1 и E_2 – энергетические эквиваленты антропогенной энергии, овеществленной в машинах и оборудовании для возобновления плодородия почвы и получения урожая, соответственно; k_1 и k_2 – коэффициенты дегумификации и гумификации почвы.

4. Обеспечение соответствующей степени гомеостаза за счет использования биотехнологических операций [20, 21, 22]:

$$G = \frac{\Delta V}{V} \Big/ \frac{\Delta Y}{Y} \geq 1, \qquad (3)$$

где: G – степень гомеостаза биоконверсного комплекса; V – содержание гумуса в почве, %; ΔV – изменение содержания гумуса в почве под воздействием использования биотехнологических операций, %; Y – расходы невозобновляемой энергии (энергия топлива; энергия овеществленной в средствах механизации, минеральных удобрениях, пестицидах и тому подобное), ГДж/га; ΔY – изменение расходов невозобновляемой энергии за счет использования биотехнологических операций, ГДж/га.

Оптимальным является агротехноценоз, имеющий такой комплекс технологий, машин и оборудования, который, с одной стороны, по своим совокупным функциональным показателям обеспечивает выполнение поставленных задач (получение биологической продукции, сохранения и воссоздания плодородия почвы, более полное использование её биологического потенциала), а с другой – характеризуется энергетическим эквивалентом антропогенной энергии (во-

площенной в машинах и оборудовании для возобновления плодородия почвы и тому подобное), который является равным или большим, чем энергетический эквивалент антропогенной энергии, овеществленной в машинах и оборудовании для получения урожая, и который прямо зависит от соотношения коэффициентов дегумификации и гумификации, характеризующих агротехнологию по ее влиянию на содержание гумуса в почве, при условии (2).

При разработке сельскохозяйственных биоконверсных комплексов необходимо принимать во внимание следующие стратегические принципы:

– подбор и разработка соответствующих машин, агрегатов и оборудования не по отдельным технологическим операциям, а в системе, как составляющей части научно обоснованных технологий выращивания культур;

– создание интегрированной биотехнологической системы мобилизации и восстановления биологического потенциала почв путем внедрения комплексов машин для мониторинга и реализации эффективных агробиотехнологий на основе использования нетоварной части урожая, производства и использования биогумуса, органоминеральных смесей и биопрепаратов;

– индустриализация технологий производства альтернативных удобрений и биопрепаратов для обеспечения их многотоннажного производства и снижения себестоимости.

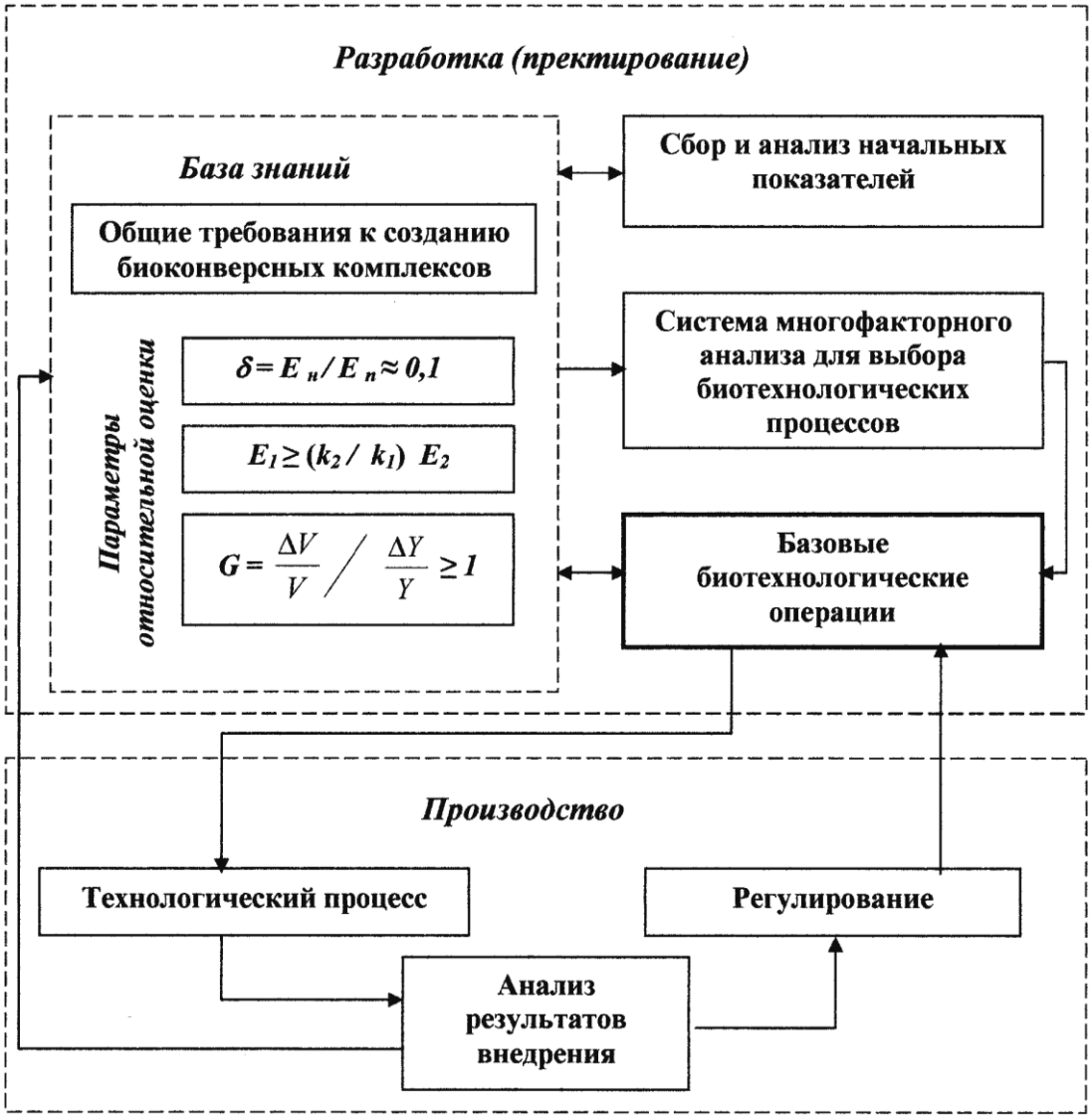


Рис. 3. Алгоритм разработки биотехнологической составляющей биоконверсного комплекса

Fig. 3. Algorithm of biotechnological constituent bioconversion complex development

Правило разработки техноценозов биологического сельскохозяйственного производства:

– обязательный учет последних достижений агроэко-логической науки, в частности, изученный биохимический механизм гумусообразования и саморегу-лирования почвенного плодородия, а также применения технологического приема вынесения микробиологических процессов гумификации и накопления гумуса в почвах, которые осуществляются в течение десятков и сотен лет, на промышленные площадки, где аналогичные процессы протекают в ферментативных системах в течение 5-40 суток, с дальнейшим внесением в почву полученных биогумусов для ускоренного восстановления плодородия.

ВЫВОДЫ

1. Таким образом, предложенный вариант системного подхода к разработке биотехнологических процессов для их реализации как составляющей биоконверсного комплекса базируется на использовании ценологического подхода, аналитических и лабораторно-производственных исследований, а также гносеологических приемов инженерно-технических исследований (конструирование, проектирование и испытания).

2. Указанные методологические основы позволяют формализировать процесс разработки и использования биотехнологических операций, а также устранить возможные ошибки существующего эвристического подхода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Mason John. 2013. Sustainable agriculture. 2nd ed. / John Mason – Landlinks Press. – 212.

2. Drincha V.M. 2013. Kontseptualnyye i metodicheskiye aspekty strategii razvitiya mekhanizatsii selskogo khozyaystva. – M.: Rosselkhozakademiya. – 60.

3. Medvedovskiy O.K. 2008. Yenergetichniy analiz intensivnikh tekhnologiy v silskogospodarskomu virobnitstvi / O.K. Medvedovskiy, P.I. Ivanenko. – K.: Urozhay, – 2008 – (Seriya: Yekonomiya i berezhlivist).

4. Novitni 2010. Novitni tekhnologii bioyenergokonversii: Monografiya / Ya.B. Blyum, G.G. Geletukha, I.P. Grigoryuk, V.O. Dubrovin, A.I. Yemets, G.M. Zabarniy, G.M. Kaletnik, M.D. Melnichuk, V.G. Mironenko, D.B. Rakh-metov, S.P. Tsigankov. – K: "Agrar Media Grup". – 360.

5. Dubrovin V. 2012. Proizvodstvo entomologicheskogo preparata trikhogrammy / V. Dubrovin, G. Golub, O. Marus. – Motrol. – Vol. 14. – №3. – 9–20.

6. Melnichuk M.D. 2013. Biotekhnologiya rasteniy / M.D. Melnichuk, T.V. Novak, V.A. Kunakh. – K.: Poligrafkonsalting. – 520.

7. Selskokhozyaystvennaya biotekhnologiya. 1998. Ucheb. / V.S. Shevelukha, Ye.A. Kalashnikova. S.V. Degtyarev i dr.: Pod red. V.S. Shevelukhi. – M.: Vyssh. Shkola. – 416.

8. Encyclopedia 2011. Encyclopedia of Physical Science and Technology, 3rd Edition, Biotechnology / Editor Robert A. Meyers. – Academic Press Edition: 3rd. – 911.

9. Engineering 2011. Engineering and Manufacturing for Biotechnology Series: Focus on Biotechnology, Vol. 4 / Hofman, M.; Thonart, P. (Eds.) – Springer. – 496.

10. Targonya V. 2011. Algoritm rozroblennya biotekhnologichnoi skladovoi biokonversnogo kompleksu / V. Targonya // Tekhniko-tekhnologichni aspekti rozvitku ta viprobuvannya novoi tekhniki i tekhnologiy dlya silskogo gospodarstva Ukraini: zbirnik naukovikh prats UkrNDIPVT im. L. Pogrilogo. – Vip. 14 (28). – 348–356.

11. Mikrobiologicheskiye 1981. Mikrobiologicheskiye problemy zamknutykh ekologicheskikh sistem / [Gitelzon I.I., Mandkovskiy I.S., Pankova I.N. i dr.]. – Novosibirsk: Nauka, – 197.

12. Pogoriliy L. 2013. Shlyakhi stabilizatsii ta vidtvorennya potentsialu agroyekosistem / L. Pogoriliy, V. Targonya // Visti Akademii inzhenernikh nauk Ukraini. – № 2. – 15–20.

13. Diercks R. 1994. Inteuzierter Landbau / R. Diercks, R. Heitefuss; BLB Verlagsyell – schaft mbH. Munchen. – 432.

14. Rotshteyn O.P. 2008. Soft computing v biotekhnologii: bagatofaktorniy analiz i diagnostika / O.P. Rotshteyn, Є.P. Laryushkin, Yu.I. Mityushkin – Vinnitsya: Universum. – Vinnitsya, – 144.

15. Flys I. 2010. Engineer project management of production and processing complexes / I. Flys – Motrol. – Vol. 12. – 75–81.
16. Vernadskiy V.I. 2014. Zhivoye veshchestvo i biosfera / V.I. Vernadskiy. – M.: Nauka. – 672.
17. Lemets V.I. 2008. Sistemnyy analiz. Vvodniy kurs / V.I. Lemets, A.D. Tevyashchev. – Kharkiv. derzh. tekhn. un-t radioyelekt. – Kh.: – 252.
18. Ladanyuk A.P. 2014. Osnovi sistemnogo analizu / A.P. Ladanyuk – Vinnitsya: Nova kniga. – 176.
19. Ivakhnenko A.G. 2015. Dolgosrochnoye prognozirovaniye i upravleniye slozhnymi sistemami / A.G. Ivakhnenko. – K.: Tekhnika. – 310.
20. Novoseltsev V.N. 2008. Teoriya upravleniya i biosistemy. Analiz sokhranitelnykh svoystv / V.N. Novoseltsev. – M.: Nauka.– 320.
21. Kravchuk V. 2008. Scientific support of development of technologies and technical means for ecologization of agricultural production on the basis of cenological approach / V. Kravchuk, V. Targonya, V. Dubrovin // Biosystems Engineering and Processes in Agriculture: 13-th International Conf. Institute of Agricultural Tngineering LUA Raudondvaris, 25–26 September. – 278–284.
22. S. Frank, H. Bottcher, P. Havlik, H. Valin, A. Mosnier, M. Obersteiner, E. Schmid, and B. Elbersen 2013. How effective are sustainability criteria accompanying the European Union 2020 biofuel target? GCB Bioenergy, 5(3), 306–314.

METHODOLOGY OF AGRICULTURAL BIOENERGETIC COMPLEXES DEVELOPMENT

Summary. Alternative post-industrial direction of agricultural production problems decision due to integrated use of biotechnological alternatives is considered. Methodology of agricultural technologies development by type of bioconversion complex is offered. Variant of systems approach and algorithm of agricultural bioconversion complexes engineering are worked out allowing to remove the existing heuristic methods drawbacks. Thus, the offered option of system approach to development of biotechnological processes for their realization as component of bioconvertion complex is based on use of cenologic approach, analytical and laborator-but-production researches, and also gnoseological methods of technical researches (designing, design and tests). Specified methodological bases allow to formalize process of development and use of biotechnological operations, and also to eliminate possible errors of existing heuristic approach.

Key words: agricultural post-industrial technologies, bioconversion complex, biotechnological processes, systems approach, development algorithm.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В КАБИНАХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Светлана Тарасенко[1], Сергей Кюрчев[2]

[1]Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: ma4ichin@ukr.net
[2]Таврический государственный агротехнологический университет
Проспект Богдана Хмельницкого, 18, г. Мелитополь, Украина. E-mail: mtf@tsatu.edu.ua

Svyetlana Tarasenko[1], Sergey Kyurchev[2]

[1]National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: ma4ichin@ukr.net
[2]Tavrichesky Agrotechnological State University
Avenue Bohdan Khmelnytsky, 18, Melitopol, Ukraine. E-mail: mtf@tsatu.edu.ua

Аннотация. Проведен анализ условий, влияющих на энергосбережение в кабинах сельскохозяйственных машин.

Доказано, что уменьшение потерь теплоты из помещения кабины через ограждающую конструкцию означает существенное уменьшение потерь энергии на нагрев воздуха, подаваемого в кабину в зимний период.

Уменьшение потерь теплоты из помещения кабины через ограждающую конструкцию означает существенное уменьшение потерь энергии на нагрев воздуха, подаваемого в кабину в зимний период.

Летом наличие экрана снижает интенсивность воздействия солнечной радиации. Вместе с этим уменьшается расход энергии на кондиционирование воздуха, подаваемого в кабину.

Ключевые слова: кабина, машина, энергия, конструкция, сбережение.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Условия в кабинах самоходных сельскохозяйственных машин существенно влияют на самочувствие и работоспособность оператора.

Особые требования предъявляются к тепловому режиму кабин, то есть значениям параметров микроклимата и их градиентов, величинам и направлениям кондуктивных, конвективных и радиационных тепловых потоков.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вследствие незначительного термического сопротивления светопрозрачных ограждений кабин в зимний период имеют место немалые потери теплоты из помещения в окружающую среду. В летнее время – наоборот перегрев создает дискомфорт для оператора. Кроме этого, на тепловой режим в кабине оказывает влияние находящийся в ней человек.

Большая часть теплоты выделяется телом человека путем излучения (42...44%), а конвекцией выделяется 32...35% [1]. При понижении температуры окружающей среды доля теплоотдачи излучением увеличивается.

Для снижения уровня теплообмена кабин с окружающей средой, и обеспечения комфортных условий работы, могут быть использованы различные пути и средства.

В этом отношении большой опыт имеется по эксплуатации кабин космических кораблей и самолетов. Хотя условия эксплуатации этих кабин иные, чем кабин наземных машин, принципы энергосбережения и обеспечения требуемого микроклимата могут представлять интерес и, до определенной степени, быть использованы.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью наших исследований является определение степени влияния технологиче-

ских факторов на эффективность конструкции кабин сельскохозяйственных машин для использования в энергетических целях.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Если рассматривать экранно-вакуумную тепловую изоляцию как сплошную среду, то уравнение теплопроводности через слой можно записать следующим образом:

$$c\rho\frac{dt}{d\tau}=\frac{d}{dx}\left[\lambda(x_1 t)\frac{dt}{dx}\right], \qquad (1)$$

при граничных и начальных условиях:

$$x=0, \qquad -\lambda_{эф}\frac{dt}{dx}=q_{внеш}-\varepsilon\sigma T^4,$$

$$x=\delta, \qquad -\lambda_{эф}\frac{dt}{dx}=k(t-t_k),$$

$$\tau=0, \qquad t=t_0,$$

где: $\lambda_{эф}$ – эффективная теплопроводность слоя экранно-вакуумной изоляции;

$q_{внеш}$ – плотность внешних тепловых потоков;

k – коэффициент теплопередачи;

t_k – температура элемента кабины, защищаемого экранно-вакуумной тепловой изоляцией.

При этом $\lambda_{эф}$ равняется термическому сопротивлению теплоизоляции и может быть определен из уравнения:

$$\lambda = \delta\,[4\varepsilon_{пр}\sigma T_i^{\,3}+k], \qquad (2)$$

где: δ – толщина слоя;

$\varepsilon_{пр}$ – приведенная степень черноты между двумя слоями;

T_i – температура поверхности соответствующего слоя, К.

Заметим, что замкнутая воздушная прослойка между экраном и ограждением может до определенной степени служить аналогом экранно-вакуумной тепловой защиты.

Наиболее простым и распространенным средством теплозащиты и, следовательно, энергосбережения, получили распространение подсистемы на основе однородной теплоизоляции. Основными составляющими такой подсистемы являются один или несколько слоев теплоизоляции. Вследствие этого более результативным является процесс отвода теплоты через образуемый вентилируемый воздушный канал. Энергосберегающие теплозащитные средства широко используются в современных передовых транспортных средствах. Те или иные, более упрощенные теплозащитные средства могут быть рекомендованы и для кабин наземных транспортных машин.

Исходя из анализа существующих технических решений для уменьшения теплообмена кабин с окружающей средой и создания более комфортных условий для оператора как зимой, так и летом целесообразно установить в кабине дополнительный теплозащитный прозрачный экран (рис. 1). Экран устанавливается за спиной оператора на определенном расстоянии от стекла. Подобная конструкция ограждения кабины должна содействовать улучшению теплового режима в кабине [2].

Для определения эффективности энергосберегающего экрана обратимся к решению задачи нестационарной теплопередачи через ограждения. С этой целью используем уравнения, приведенные в разделе 2.3 настоящей работы.

Расчеты выполнялись для четырех значений внешней температуры: t_H= -26; -20; -15; -10 °С. Температура в помещении кабины принималась равной +18 °С. Расстояние до энергосберегающего экрана от ограждения кабины в предварительном опыте принято 40 мм. Толщина экрана составляла $\delta_э$ = 1 мм.

Приведены данные, полученные на основе расчетов для удельных тепловых потоков q_1 и q_2 и температур t_1, t_2, t_3, t_4, и t_5 в характерных сечениях ограждающей конструкции (рис. 1). Закономерности изменений температуры в процессе теплопередачи через ограждения с экраном при разных значениях наружной температуры t_H даны на рис. 2. Из приведенных графиков видно, что экран оказывает существенное влияние на тепловой режим в кабине. При температуре внешнего воздуха t_H = -26°С, температура внутренней поверхности светопрозрачного ограждения из стекла составляет t_2=-21°С, а на внутренней поверхности прозрачного экрана она равна $t_5 \approx$ +16°С. Если бы экран отсутствовал, то большая разница температур между оператором и ограждением вызвала бы существенную теплоотдачу тела, что привело бы к ощущениям дискомфорта и, не исключено, к простудным заболеваниям.

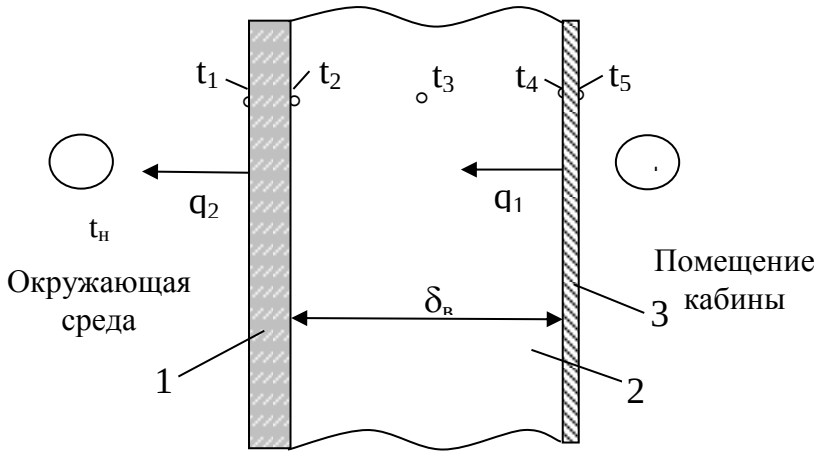


Рис. 1. Схема ограждающей конструкции кабины с энергосберегающим экраном: 1 – светопрозрачное ограждение; 2 – воздушная прослойка; 3 – экран.
Fig. 1. Scheme cladding cabin with energy-saving screen.

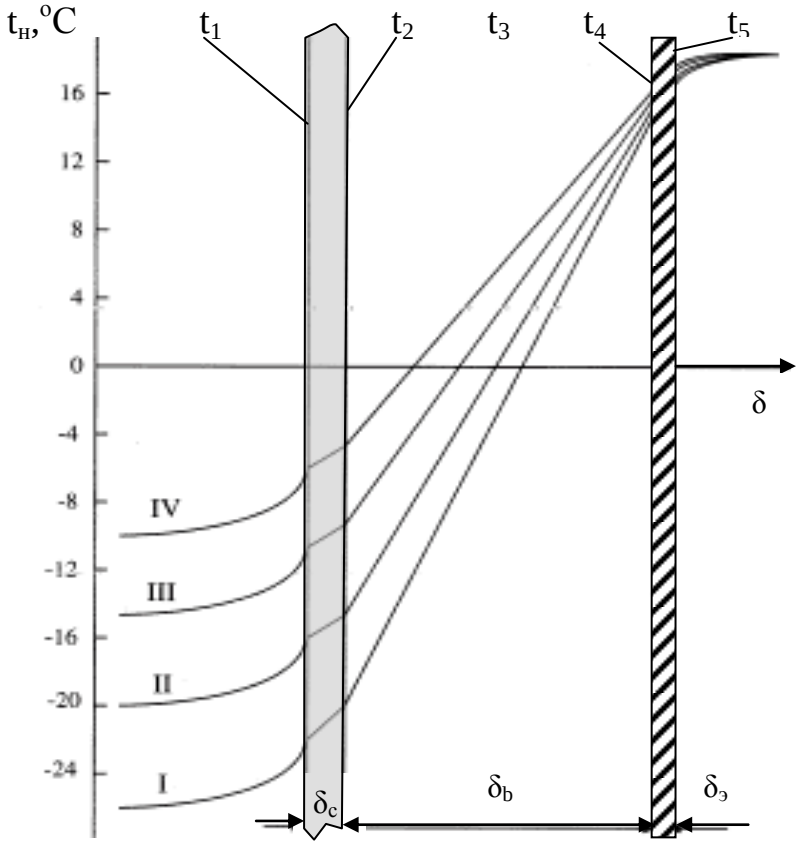


Рис. 2. Изменения температуры в ограждающей конструкции кабины при наличии энергосберегающего экрана: I - t_H= - 26°C; II - t_H= -20°C; III - t_H= -15°C; IV - t_H= - 10°C
Fig. 2. Changes in temperature in building envelope cabin in presence of energyefficient screen

Так, во всем диапазоне изменения температур внешней среды, температура как на внутренней, так и на внешней поверхностях экрана практически не меняется. В воздушном пространстве между стеклом, ограждающим кабину, и экраном наблюдаются изменения температуры (кривая t_3), перепад которой достигает около 6°C. Еще больший перепад возникает на поверхности стеклянного ограждения. То есть теплопроводящие вещества ограждения больше зависимы от температуры внешней среды.

При наличии экрана разница температур между телом оператора и ограждением незначительна (не превышает 2…3°). Кроме того, следует подчеркнуть, что температура

t_5 на внутренней поверхности экрана, обращенной к телу оператора, мало зависит от температуры внешнего воздуха $t_н$.

При изменении наружной температуры $t_н$ с -26°С до -10°С температура на внутренней поверхности исходного светопрозрачного ограждения изменяется от t_2 =-21,04°С до t_2 =-6,14°С, в то время как на внутренней поверхности экрана всего на 1°С, а именно с t_5 = +15,67°С до t_5= +16,66°С. Об эффективности использования энергосберегающего экрана свидетельствуют зависимости температур в контрольных точках на поверхностях ограждающего стекла и предлагаемого экрана от температуры окружающей среды (рис. 3).

Таблица 1. Значения удельных тепловых потоков и температур в характерных точках ограждающей конструкции кабины с энергосберегающим экраном

Table 1. Values of specific heat flux and temperature characteristic points cladding cabin with energy-saving screen

Рассчитываемый параметр	Температура внешней среды $t_н$, °С			
	-26	-20	-15	-10
Тепловой поток, q_1 Вт/м^2	22,50783	19,32301	16,61233	13,90165
- " - q_2	22,57588	19,32309	16,61122	13,90176
Температура t_1, °С	-23,12902	-17,00981	-11,90992	-6,81083
- " - t_2, °С	-21,0420	-15,45430	-10,79780	-6,14130
- " - t_3, °С	-2,98465	0,00137	+2,48970	+4,97806
- " - t_4, °С	+15,07282	+15,45707	+15,77727	+16,09747
- " - t_5, °С	+15,67175	+16,04487	+16,35544	+16,66621

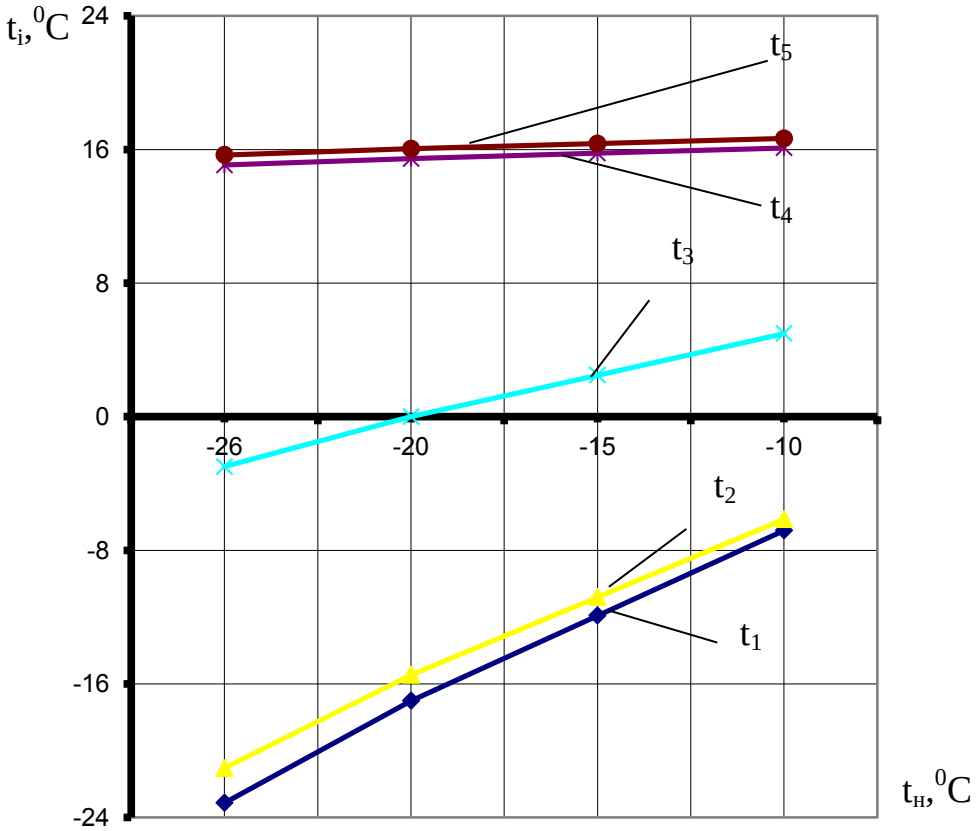


Рис. 3. Зависимость температур t_i в характерных точках кабины с экраном от температуры окружающего воздуха $t_н$.

Fig. 3. Temperature dependence of characteristic points in t_i cabin with screen on ambient temperature $t_н$.

В целом вся многослойная конструкция теплоизоляции кабин способствует стабилизации температуры, а значит созданию благоприятных комфортных условий труда. Исследованиями изменений теплового потока q в зависимости от температуры окружающего воздуха t_H в интервале от -26°С до -10°С установлено, что значения теплового потока колеблется от 25 Вт/м^2 до 14 Вт/м^2 (рис. 4).

Незначительная разница между значениями q_1 и q_2 (рис. 4) объясняется теплостойкостью воздушной прослойки между светопрозрачным ограждением и экраном. Вместе с тем, исследованиями установлено, что при отсутствии экрана тепловой поток q из помещения в окружающую среду значительно увеличивается.

При изменении температуры наружного воздуха в указанных выше пределах поток изменяется от 250 Вт/м^2 до 170 Вт/м^2.

Надо подчеркнуть, что в исследовании не учтены конвективные потоки воздуха, которые могут иметь место между светопрозрачным ограждением и экраном. Однако, эти потоки не могут существенно повлиять на общую закономерность изучаемого процесса. Энергосберегающая эффективность предложенного защитного экрана объясняется теплоизоляционными свойствами слоя воздуха, образующегося между экраном и внешним ограждением кабины.

ВЫВОДЫ

1. Уменьшение потерь теплоты из помещения кабины через ограждающую конструкцию означает существенное уменьшение потерь энергии на нагрев воздуха, подаваемого в кабину в зимний период.

2. Летом наличие экрана снижает интенсивность воздействия солнечной радиации. Вместе с этим уменьшается расход энергии на кондиционирование воздуха, подаваемого в кабину.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Alternativna 2012. Alternativna yenergetika: [navch. posibnik dlya stud. vishch. navch. zakl.] / M.D. Melnichuk, V.O. Dubrovin, V.G. Mironenko, I.P. Grigoryuk, V.M. Polishchuk, G.A. Golub, V.S. Targonya, S.V. Dragnyev, I.V. Svistunova, S.M. Kukharets. – K: Agrar Media Grup. – 244.

2. Geletukha G.G. 2002. Sovremennyye tekhnologii anaerobnogo sbrazhivaniya biomassy (Obzor) / G.G. Geletukha, S.G. Kobzar // Ekotekhnologii i resursos-berezheniye. – № 4. – 3–8.

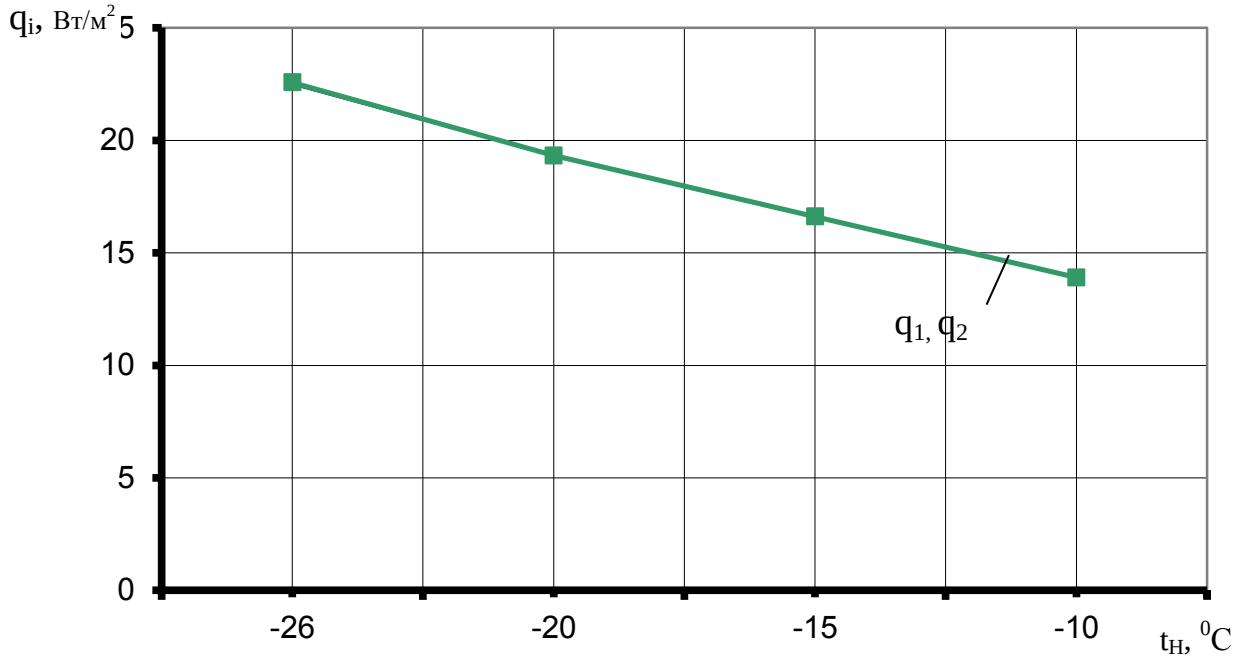


Рис. 4. Зависимость теплового потока от температуры окружающей среды при наличии энергосберегающего экрана

Fig. 4. Heat flow to ambient temperature in presence of energy saving screen

3. Boltyanskaya Natalya. 2012. Puti razvitiya otrasli svinovodstva i povysheniye konkurentosposobnosti yeye produktsii / Natalya Boltyanskaya // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – Tom. 14, No 3. – 164–176.

4. Tekhnologi 2010. Tekhnologii Tekhnologii virobnitstva biogazu: [kurs lektsiy dlya stud. silskogosp. vuziv zi spets. 8.092900 – "Ekobiotekhnologiya"] / V.G. Mironenko, V.O. Dubrovin, V.M. Polishchuk, S.V. Dragnyev, I.V. Svistunova. – K.: Kholtekh. – 84.

5. Havrysh Valery. 2011. Perspektivi zabezpechennya agrarnogo sektora yekonomiki Ukraini ponovlyuvanimi yenergetichnimi resursami / Valery Havrysh // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – Tom. 13 A. – 107–117.

6. Vikoristannya 2008. Vikoristannya bi-omasi na yenergetichni potrebi v silskomu gospodarstvi. Biogazovi tekhnologii. – Doslid-nitske: UkrNDIPVT im. L. Pogorilogo. – 72.

7. Baader V. 1982. Biogaz: teoriya i praktika / V. Baader, Ye. Done, M. Brennderfer. – M.: Kolos. – 148.

8. Bioyenergiya 2009. Bioyenergiya v Ukraini – rozvitok silskikh teritoriy ta mozhlivosti dlya okremikh gromad: Naukovo-metodichni rekomendatsii shchodo vprovadzhennya peredovogo dosvidu agrarnikh pidpriємstv Polshchi, Lit-vi ta Ukraini zi stvorennya novitnikh ob'єktiv bioyenergetiki, yefektivnogo virobnitstva i vikoristannya biopaliv: [Nauk.-metod. rekomend.] / [V.O. Dubrovin, M.D. Melnichuk, Yu.F. Melnik, V.G. Mironenko ta in.]. K.: Natsionalniy universitet bioresursiv i prirodokoristuvannya Ukraini; Institut budiv-nitstva, mekhanizatsii ta yelektrifikatsii sils-kogo gospodarstva, Polshcha, Institut agrar-noi inzhenerii, Litva. – 122.

9. Vedeneyev A.G. 2006. Biogazovye tekhnologii v Kyrgyzskoy respublike: spravochnoye rukovodstvo / A.G. Vedeneyev, T.A. Vedeneyeva. – Bishkek: Yevro. – 90.

10. Malofeyev V.M. 1998. Biotekhnologiya i okhrana okruzhayushchey sredy: Uchebnoye posobiye. – M.: Izdatelstvo Arktos. – 188.

11. Tekhnologii 2010. Tekhnologii ta obladnannya dlya vikoristannya ponovlyuvanikh dzherel yenergii v silskogospodarskomu virobnitstvi / Za red. V.I. Kravchuka, V.O. Dubrovina – Doslidnitske.: UkrNDIPVT im. L. Pogorilogo. – 184.

12. Vedeneyev A.G. 2006. Stroitelstvo biogazovykh ustanovok: kratkoye rukovodstvo / A.G. Vedeneyev, A.N. Maslov. – Bishkek: Yevro. – 28.

13. Biologichni 2010. Biologichni resursi i tekhnologii virobnitstva biopaliva: Monografiya / Ya.B. Blyum, G.G. Geletukha, I.P. Grigoryuk,, K.V. Dmitruk, V.O. Dubrovin, A.I. Yemets, G.M. Zabarniy, G.M. Kaletnik, M.D. Melnichuk, V.G. Mironenko, D.B. Rakhmetov, A.A. Sabirniy, S.P. Tsigankov. – K: Agrar Media Grup. – 408.

14. Eder B. 2006. Biogazovyye ustanovki. Prakticheskoye posobiye / Barbara Eder, Khaynts Shults. – M.: Kolos. – 240.

15. Biogaz 2010. Biogaz na osnove vozobnovlyayemogo syrya. Sravnitelnyy analiz shestidesyati odnoy ustanovki po proizvodstvu biogaza v Germanii. – Gyultsov. Germaniya: Spetsialnoye agentstvo vozobnovlyayemykh resursov (FNR). – 116.

16. GOST 2011. GOST R 53790-2010: Netraditsionnyye tekhnologii. Energetika biootkhodov. Obshchiye tekhnicheskiye trebovaniya k biogazovym ustanovkam. – [Deystvitelen ot 2010-05-31]. – M.: Standartinform – 10. – (Natsionalnyy standart Rossiyskoy Federatsii).

17. Ratushnyak G.S. 2008. Teplovtrati v biogazovikh ustanovkakh pri riznikh temperaturnikh rezhimakh anayerobnogo brodinnya / G.S. Rakushnyak, K.V. Anokhina // Visnik Vinnitskogo politekhnichnogo institutu. – № 5. – 20–24.

18. Protsesi 2008. Protsesi ta aparati biotekhnologichnikh virobnitstv. Chastina 2. Metodichni vkazivki do vikonannya laboratornikh robit z distsiplin " Protsesi ta aparati biotekhnologichnikh virobnitstv" ta "Energobiotekhnologiya" dlya studentiv silskogospodarskikh vishchikh navchalnikh zakladiv 3-4 rivniv akreditatsii zi spetsialnosti 6.092900 "Ekobiotekhnologiya" / M.D. Melnichuk, V.G. Mironenko, V.M. Polishchuk ta in. – K.: Vidavnichiy tsentr NAU. – 38.

19. Mashini 2012. Mashini ta ob-ladnannya silskogospodarskogo virobnitstva. Metodichni vkazivki do vikonannya laboratornikh robit z distsiplin "Mashini ta obladnannya silskogospodarskogo virobnitstva" dlya studentiv silskogospodarskikh vishchikh navchalnikh

zakladiv 3-4 rivniv akreditatsii osvitno-kvalifikatsiynogo rivnya "Bakalavr" na-pryamku pidgotovki "Mashinobuduvannya" / M.D. Melnichuk, V.O. Dubrovin, V.G. Mironenko, V.M. Polishchuk, G.A. Golub, V.S. Targonya, O.I. Yeremenko, S.V. Dragnyev. – K.: Vidavnichiy tsentr NUBiP Ukraini. – 36.

20. Yenergobiotekhnologiya 2010. Yenergobio-tekhnologiya. Metodichni vkazivki do vikonannya laboratornikh robit z distsiplini "Energo-biotekhnologiya" dlya studentiv silskogo-spodarskikh vishchikh navchalnikh zakladiv 3–4 rivniv akreditatsii zi spetsialnosti 6.092900 "Ekobiotekhnologiya" / M.D. Melnichuk, V.G. Mironenko, V.M. Polishchuk ta in. – K.: Vidavnichiy tsentr NAU. – 28.

21. Polishchuk V.M. 2012. Yekspres-metod viznachennya teplotvornoi zdatnosti biogazu / V.M. Polishchuk, V.Ye. Vasilenkov, M.M. Lobodko, V.S. Voloshin // Naukoviy visnik Natsionalnogo universitetu bioresursiv i prirodokoristuvannya: Zb. nauk. prats. – Kiiv. – № 174. Ch. 2 – 258–263.

INVASTIGATION OF ENERGY CONSERVATION IN CABIN OF AGRICULTURAL MACHINERY

Summary. The analysis of conditions influencing energy saving in cabins of of agricultural machinery is carried out. It is proved that reduction of losses of warmth from the room of a cabin through the protecting design means essential reduction of losses of energy by heating of air given to a cabin during the winter period. Reduction of losses of warmth from the room of cabin through the protecting design means essential reduction of losses of energy by heating of the air given to cabin during the winter period. In summer existence of the screen reduces intensity of influence of solar radiation. Together with it power consumption decreases by air conditioning, given to cabin.

Key words: cabin, mashine, energy, construction, saving.

ДВИЖЕНИЕ ЧАСТИЦЫ ПО ВНУТРЕННЕЙ ШЕРОХОВАТОЙ ПОВЕРХНОСТИ РОТАЦИОННОГО КОНУСА С ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСЬЮ

Сергей Пилипака[1], Николай Клендий[2]

[1]Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]ОП НУБиП Украины "Бережанский агротехнический институт"
ул. Академическая, 20, г. Бережаны, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Sergey Pylypaka[1], Mykola Klendiy[2]

[1]National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine,
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]IS NULES of Ukraine "Berezhany Agrotechnical Institute"
Str. Academic, 20, Berezhany, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В статье рассмотрены особенности относительного движения частицы по внутренней шероховатой поверхности вертикального конуса, который совершает круговые поступательные колебания в горизонтальной плоскости, вращается вокруг собственной оси или же объединяет вращательное движение вокруг оси и гармонические колебания вдоль оси. При наличии колебательных движений, как круговых, так и гармонических, изменение кинематических и динамических характеристик тоже носит соответствующий характер. Наиболее существенное влияние на характер движения частицы оказывает сила реакции поверхности, ибо по мере увеличения параметров колебания возможен отрыв частицы от поверхности конуса.

При вращательном движении конуса стабилизация движения частицы невозможна: она либо разгоняется, подымаясь по спиралевидной траектории вверх, либо сваливается вниз при большом угле наклона образующих конуса и недостаточной угловой скорости его вращения. При объединении вращательного движения конуса и его гармонических колебаний вдоль оси вращения возможен отрыв частицы от поверхности.

Ключевые слова: конус с вертикальной осью, вращательное движение и поступательные колебание конуса, относительное движение частицы, дифференциальные уравнения движения.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Под ротационным конусом будем понимать конус, который вращается вокруг собственной оси или совершает поступательные колебания, а также объединяет оба эти движения. Частица или материальная точка будет совершать сложное движение, составляющей которого будет относительная траектория скольжения частицы по его внутренней поверхности. Такое движение имеет место в сепарирующих машинах, которые используются на зерноперерабатывающих предприятиях [1, 2]. Изучение такого движения на примере отдельной частицы позволит понять природу перемещения частиц и установить влияние отдельных параметров как конструктивных, так и технологических на их поведение. В свою очередь, это будет способствовать проектированию машин, рабочий процесс которых основан на взаимодействии частиц технологического материала с движущимися шероховатыми поверхностями рабочих органов.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Изучению сложного движения частиц технологического материала по движущимся поверхностям посвящены фундаментальные монографии [3, 4]. Движение частиц почвы по отвалу плуга рассмотрено в монографии [5]. Самое простое движение частицы по

наклонной плоскости рассмотрено в работах [6, 7]. В работах [8, 9] изучается движение частиц по наклонной плоскости, которые взаимодействуют между собой, а именно составляют упругую несжимаемую полосу.

Нахождение траектории частицы, движущейся по цилиндрической поверхности под действием сил подпора, рассмотрено в статье [10]. Отдельную группу составляют статьи, в которых рассматривается движение частицы по шероховатой поверхности под действием силы тяжести, то есть по так называемым гравитационным поверхностям [11–14].

Сложное движение частицы по колеблющейся плоскости представлено в работах [15–17]. Движение частицы по вращающейся поверхности кругового цилиндра рассмотрено при различных положениях его оси. Это работы по изучению движения частицы по горизонтальной цилиндрической лопатке центробежного рассеивающего органа с вертикальной осью вращения [18–20], по наклонному цилиндру, вращающемуся вокруг собственной оси [21], а так же по горизонтальному цилиндру, тоже вращающемуся вокруг собственной оси [22].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является изучение закономерностей движения частицы по внутренней шероховатой поверхности ротационного конуса с вертикальной осью, совершающего вращательное движение, поступательные колебания, а также объединяющие оба этих движения.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Рассмотрение ротационного движения конуса начнем с его поступательных колебаний в горизонтальной плоскости. Рассмотрим горизонтальную плоскость, которая совершает поступательные движения таким образом, что все ее точки описывают окружности радиуса R, а координата z остается неизменной (рис. 1). Предположим, что к плоскости жестко прикреплен конус с вертикальной осью. В таком случае он тоже будет совершать соответствующие поступательные колебания таким образом, что его точки будут описывать окружности радиуса R в горизонтальных плоскостях. Если частица попадет на внутреннюю поверхность конуса, то она будет определенным образом скользить по ней, совершая относительное движение. Чтобы найти траекторию такого движения частицы и другие кинематические характеристики, необходимо составить и решить дифференциальные уравнения.

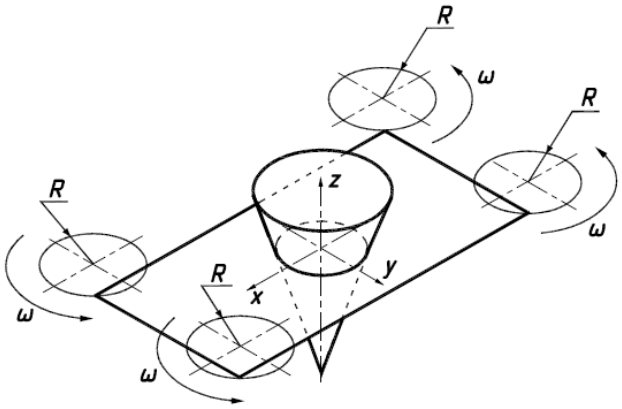


Рис. 1. Схема поступательных колебаний конуса, при которых все его точки описывают окружности в горизонтальных плоскостях

Fig. 1. Oscillations of cone at which all its points present rounds in horizontal planes

Параметрические уравнения конуса с вершиной в начале координат запишутся:

$$\begin{aligned} X &= u\cos\beta\cos\alpha, \\ Y &= u\cos\beta\sin\alpha, \\ Z &= u\sin\beta, \end{aligned} \qquad (1)$$

где: β – угол наклона прямолинейных образующих конуса к горизонтальной плоскости – постоянная величина, u и α – независимые переменные поверхности конуса, причем u – длина прямолинейной образующей, отсчитываемой с начала координат (вершины конуса), α – угол поворота точки поверхности вокруг оси конуса.

При установлении зависимости между переменными u и α на поверхности конуса будет описана линия. Будем считать, что такая зависимость установлена посредством параметра t – времени скольжения частицы по внутренней поверхности конуса. Тогда внутреннее уравнение относительной траектории частицы опишется зависимостями $u=u(t)$, $\alpha=\alpha(t)$.

При *u=const* и *α=const* на поверхности конуса будет зафиксирована точка. При поступательном колебании плоскости по окружности радиуса *R* каждая точка конуса будет описывать такую же окружность. Эта окружность будет переносной траекторией движения частицы. Она опишется параметрическими уравнениями:

$$\begin{aligned} x_n &= R\cos\omega t, \\ y_n &= R\sin\omega t, \\ y_n &= 0, \end{aligned} \qquad (2)$$

где ω – угловая скорость вращения точек плоскости и конуса (поступательных колебаний плоскости вместе с конусом по окружности радиуса *R*).

Относительной траекторией движения частицы будут уравнения (1) при условии, что *u=u(t), α=α(t)*. Дифференцированием (1) при этом условии мы получим проекции относительной скорости *V*:

$$\begin{aligned} x' &= \cos\beta\left(u'\cos\alpha - \alpha' u\sin\alpha\right), \\ y' &= \cos\beta\left(u'\sin\alpha + \alpha' u\cos\alpha\right), \\ z' &= u'\sin\beta. \end{aligned} \qquad (3)$$

Поскольку вращательное движение самой плоскости отсутствует, ее оси и оси конуса остаются параллельными. В таком случае абсолютная траектория движения частицы будет простой суммой переносного и относительного движений:

$$\begin{aligned} x &= x_n + x_o, \\ y &= y_n + y_o, \\ z &= z_n + z_o. \end{aligned} \qquad (4)$$

Переносное движение описывается уравнениями (2), а относительное – уравнениями (1) при условии, что *u=u(t), α=α(t)*. Учитывая это, можно записать параметрические уравнения абсолютной траектории частицы согласно (4), в которых зависимости *u=u(t)* и *α=α(t)* предстоит найти:

$$\begin{aligned} x &= R\cos\omega t + u\cos\beta\cos\alpha, \\ y &= R\sin\omega t + u\cos\beta\sin\alpha, \\ z &= u\sin\beta. \end{aligned} \qquad (5)$$

Дифференциальное уравнение движения частицы по внутренней поверхности конуса составим в виде $m\overline{w} = \overline{F}$, где *m* – масса частицы, $\overline{w}$ – вектор абсолютного ускорения, $\overline{F}$ – результирующий вектор приложенных к частице сил. Таковыми силами являются: сила веса частицы *mg* (*g=9,81 м/с²*), реакция $\overline{N}$ поверхности конуса и сила трения *fN*, оказывающая сопротивление скольжению частицы по его поверхности (*f* – коэффициент трения). Приведенное векторное уравнение распишем в проекциях на оси неподвижной системы координат, в результате чего получим систему из трех дифференциальных уравнений.

Абсолютное ускорение частицы получим последовательным дифференцированием уравнения абсолютной траектории (5) по времени *t*. Первая производная уравнений (5), то есть вектор абсолютной скорости частицы, имеет вид:

$$\begin{aligned} x' &= u'\cos\beta\cos\alpha - \alpha' u\cos\beta\sin\alpha - \\ &\quad - R\omega\sin\omega t, \\ y' &= u'\cos\beta\sin\alpha + \alpha' u\cos\beta\cos\alpha + \\ &\quad + R\omega\cos\omega t, \\ z' &= u'\sin\beta. \end{aligned} \qquad (6)$$

Дифференцированием (6) получаем проекции вектора абсолютного ускорения на оси координат:

$$\begin{aligned} x'' &= \cos\beta\left(u'' - u\alpha'^2\right)\cos\alpha - \\ &\quad - \cos\beta\left(u\alpha'' + 2u'\alpha'\right)\sin\alpha - R\omega^2\cos\omega t, \\ y'' &= \cos\beta\left(u'' - u\alpha'^2\right)\sin\alpha + \\ &\quad + \cos\beta\left(u\alpha'' + 2u'\alpha'\right)\cos\alpha - R\omega^2\sin\omega t, \\ z'' &= u''\sin\beta. \end{aligned} \qquad (7)$$

Первой приложенной силой является вес частицы *mg*. Поскольку вектор веса направлен вниз (рис. 2), его проекции на оси координат запишутся:

$$\{0, \quad 0, \quad -mg\}. \qquad (8)$$

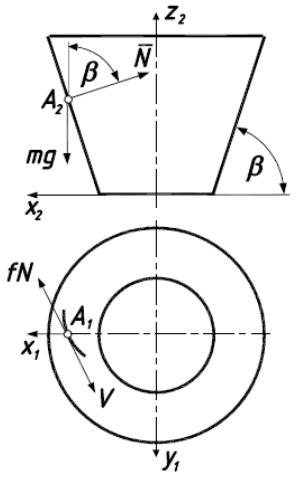


Рис. 2. Частица на внутренней поверхности конуса в точке *A* с приложенными силами

Fig. 2. Corpuscle on interior surface of cone in point *A* with affixed forces

Вторая приложенная сила – реакция поверхности $\overline{N}$ конуса, которая направлена по нормали (рис. 2).

Направление нормали к поверхности определяется с векторного произведения двух векторов, проходящих через точку поверхности (в нашем случае это точка A) и касательных к координатным линиям поверхности. Эти два вектора являются частными производными уравнений (1):

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial X}{\partial \alpha} = -u\cos\beta\sin\alpha,\\
&\frac{\partial Y}{\partial \alpha} = u\cos\beta\cos\alpha,\\
&\frac{\partial Z}{\partial \alpha} = 0,\\
&\frac{\partial X}{\partial u} = \cos\beta\cos\alpha,\\
&\frac{\partial Y}{\partial u} = \cos\beta\sin\alpha,\\
&\frac{\partial Z}{\partial u} = \sin\beta.
\end{aligned} \tag{9}$$

После умножения векторов (9) и приведения к единичному, его проекции запишутся:

$$\{-\sin\beta\cos\alpha, \quad -\sin\beta\sin\alpha, \quad \cos\beta\}. \tag{10}$$

Наконец, сила трения fN направлена в сторону, противоположную относительной скорости V движения частицы (рис. 2). Величина скорости V определяется как геометрическая сумма его проекций (3):

$$\begin{aligned}
V &= \sqrt{x'^2 + y'^2 + z'^2} = \\
&= \sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta + u'^2}.
\end{aligned} \tag{11}$$

Проекции единичного вектора, вдоль которого направлена скорость частицы, определятся делением составляющих скорости (3) на ее модуль (11):

$$\left\{\begin{aligned}
&\frac{\cos\beta\left(u'\cos\alpha - \alpha' u\sin\alpha\right)}{\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta + u'^2}},\\
&\frac{\cos\beta\left(u'\sin\alpha + \alpha' u\cos\alpha\right)}{\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta + u'^2}},\\
&\frac{u'\sin\beta}{\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta + u'^2}}
\end{aligned}\right\}. \tag{12}$$

Теперь можно записать дифференциальные уравнения относительного движения частицы с учетом приложенных сил веса (8), реакции поверхности N и силы трения fN, направление которых задается единичными векторами (10) и (12):

$$\begin{aligned}
mx'' &= -N\sin\beta\cos\alpha - \\
&- fN\frac{\cos\beta\left(u'\cos\alpha - \alpha' u\sin\alpha\right)}{\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta + u'^2}},\\
my'' &= -N\sin\beta\sin\alpha - \\
&- fN\frac{\cos\beta\left(u'\sin\alpha + \alpha' u\cos\alpha\right)}{\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta + u'^2}},\\
mz'' &= -mg + N\cos\beta - \\
&- fN\frac{u'\sin\beta}{\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta + u'^2}}.
\end{aligned} \tag{13}$$

Подставив в уравнения (13) выражения проекций абсолютного ускорения из (7), мы получим систему трех дифференциальных уравнений с тремя неизвестными функциями $u=u(t)$, $\alpha=\alpha(t)$ и $N=N(t)$. Извлекая из нее указанные функции с помощью программного продукта «Mathematica», получим:

$$\begin{aligned}
\alpha'' &= -2\frac{u'}{u}\alpha' - \frac{R\omega^2}{u\cos\beta}\sin\left(\alpha - \omega t\right) - \\
&- \frac{f\alpha' N}{m\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta + u'^2}},\\
u'' &= u\alpha'^2\cos^2\beta + R\omega^2\cos\beta\cos\left(\alpha - \omega t\right) - \\
&- g\sin\beta - \frac{fu' N}{m\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta + u'^2}},
\end{aligned} \tag{14}$$

$$N = m\left[\begin{aligned}
&\cos\beta\left(g + u\alpha'^2\sin\beta\right) + \\
&+ R\omega^2\sin\beta\cos\left(\alpha - \omega t\right)
\end{aligned}\right]. \tag{15}$$

Систему из трех дифференциальных уравнений, которые решаются совместно, мы разделили на две части. Первая часть - уравнения (14), описывающие траекторию относительного движения частицы и вторая часть – выражение (15), определяющее реакцию поверхности. Если подставить (15) в (14), то масса частицы m будет сокращена, что свидетельствует о том, что траектория ее движения не зависит от массы (без учета размеров и сопротивления воздуха). Реакция N (15) прямо пропорциональна массе частицы. Система (14) не может быть решена аналитически в общем виде. Однако частное решение можно найти. Это касается случая, когда $\omega=0$ и вектор начальной скорости направлен вдоль образующей конуса, то есть $\alpha=const$. В этом случае первое уравнение системы (14) тождественно равно нулю, а второе приобретает вид:

$$u'' = -g\left(\sin\beta + f\cos\beta\right). \tag{16}$$

Решением дифференциального уравнения (16) будет следующее выражение:

$$u = V_0 t - \frac{g}{2}(\sin\beta + f\cos\beta)t^2, \qquad (17)$$

где: V_0 – постоянная интегрирования (значение начальной скорости). Реакция поверхности в этом случае равна $N = mg\cos\beta$.

Движение частицы вдоль образующей конуса будет равнозамедленным при движении ее вверх (положительное направление параметра *u*) или равноускоренным вниз при соответствующем угле β наклона образующей. Если угол наклона образующей равен углу трения, то движение частицы будет происходить с постоянной скоростью.

Решение системы (14) в общем виде было осуществлено численными методами. На рис. 3 построена траектория относительного движения частицы по внутренней поверхности конуса при *R=0,1 м, ω=20 с*$^{-1}$*, f=0,3.*

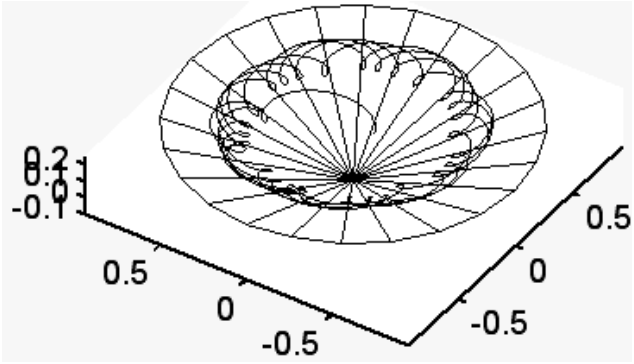


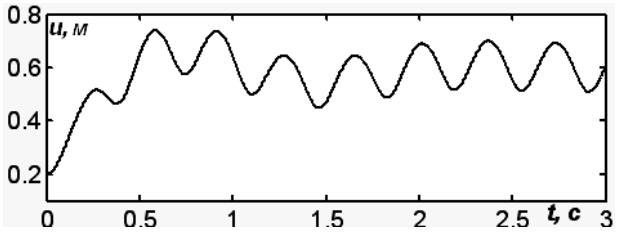
Рис. 3. Траектория скольжения частицы по внутренней поверхности конуса. *β=20°, R=0,1 м, ω=20 с*$^{-1}$*, f=0,3*

Fig. 3. Trajectory of sliding of corpuscle on interior surface of cone. *β=20°, R=0,1 m, ω=20 s*$^{-1}$*, f=0,3*

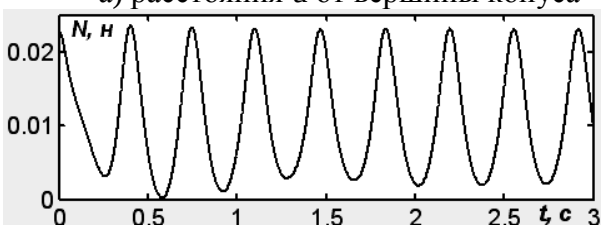
После переходного периода движение некоторым образом стабилизируется и частица скользит по поверхности конуса, описывая при этом некоторую траекторию с петлями.

При этом ее движение сверху и снизу условно ограничено двумя параллелями. Это также видно на графике изменения длины образующей *u* на протяжении трех секунд (рис. 4,а).

Частица попадает на поверхность конуса в точке на расстоянии *0,2 м* и после стабилизации движения занимает крайнее верхнее положение примерно на расстоянии *0,7 м* и нижнее *0,5 м* от вершины конуса.Реакция поверхности тоже изменяется (рис. 4,б).



а) расстояния u от вершины конуса



б) реакции поверхности при массе частицы *m=0,001 кг*.

Рис. 4. Графики изменения кинематических и динамических характеристик (*β=20°, R=0,1 м, ω=20 с*$^{-1}$*, f=0,3*)

Fig. 4. Graphs of modification kinematic and dynamic characteristics (*β=20°, R=0,1 m, ω=20 s*$^{-1}$*, f=0,3*)

Для нашего случая ее нижнее значение близко к нулю. При увеличении угловой скорости ω или же радиуса колебаний *R* ее нижнее значение становится отрицательным, то есть частицы в определенный момент времени будут отрываться от поверхности.

Можно подобрать угловую скорость ω и начальные условия интегрирования таким образом, что частица будет описывать замкнутую траекторию (рис. 5).

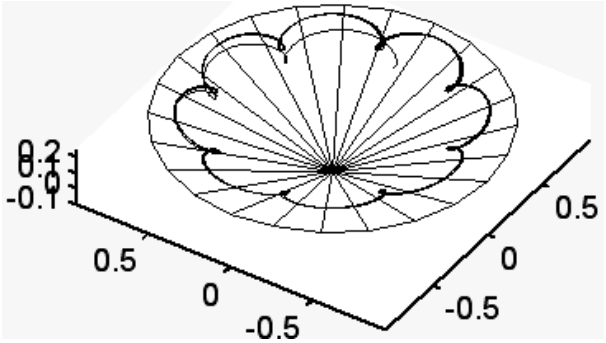


Рис. 5. Траектория скольжения частицы по внутренней поверхности конуса. *β=20,95°, R=0,1 м, ω=20 с*$^{-1}$*, f=0,3*

Fig. 5. Trajectory of sliding of corpuscle on interior surface of cone. *β=20,95°, R=0,1 m, ω=20 s*$^{-1}$*, f=0,3*

При больших углах наклона образующих конуса частица может двигаться вниз, опи-

сывая спиралевидную кривую, при этом уменьшение давления (реакции N) и скорости подчинены линейному закону (рис. 6).

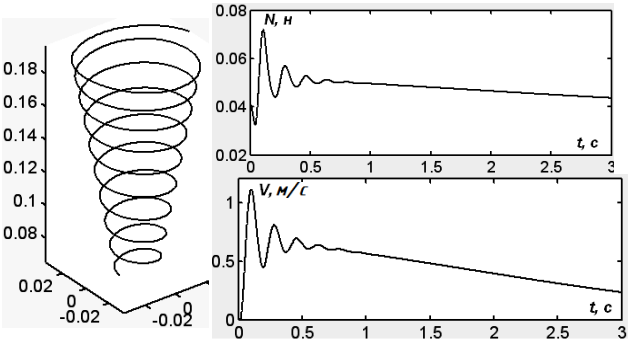


Рис. 6. Кинематические характеристики скольжения частицы по внутренней поверхности конуса. *β=80⁰, R=0,1 м, ω=20 с⁻¹, f=0,3*

Fig. 6. Motion characteristics of sliding of corpuscle on interior surface of cone. *β=80⁰, R=0,1 m, ω=20 s⁻¹, f=0,3*

Увеличение угловой скорости ω ведет к поднятию частицы на большую высоту. На рис. 7 (вид сверху) показаны относительные траектории движения частицы для различных угловых скоростей ω, причем остальные параметры заданы так, чтобы не было отрыва частицы от поверхности. Как видно из рис. 7, при $\omega=10\ c^{-1}$ частица опускается вниз и описывает окружность, то есть в этом случае $u=const$. При угле β наклона образующих конуса, меньше угла трения, и при малых угловых скоростях колебаний частица вообще может не начинать движение. На рис. 8 (вид сверху) видно, что при $\omega=5\ c^{-1}$ частица начинает двигаться вниз к вершине конуса, но проходит незначительный путь. При $\omega=6\ c^{-1}$ частица за это же время опустилась у вершину конуса, описав при этом определенную траекторию. А вот при $\omega=10\ c^{-1}$ движение частицы стабилизируется, и она начинает описывать окружность.

Таким образом, мы выяснили, что частным случаем скольжения частицы может быть окружность. Численное интегрирование уравнений (14) показало, что при таком режиме скольжения частицы параметры u и $\alpha-\omega t$ имеют постоянные значения. Поскольку параметр t не может быть постоянным, принимаем $\alpha=\omega t+\alpha_0$ и $\alpha'=\omega,\ \alpha''=0$.

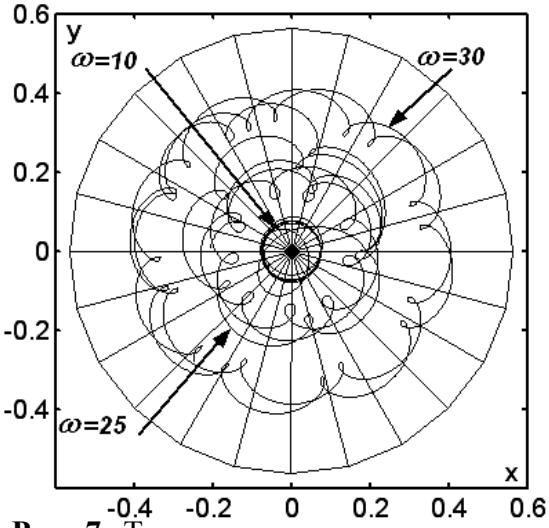


Рис. 7. Траектории скольжения частицы по внутренней поверхности конуса. *β=20⁰, R=0,05 м, f=0,3*

Fig. 7. Trajectories of sliding of corpuscle on interior surface of cone. *β=20⁰, R=0,05 m, f=0,3*

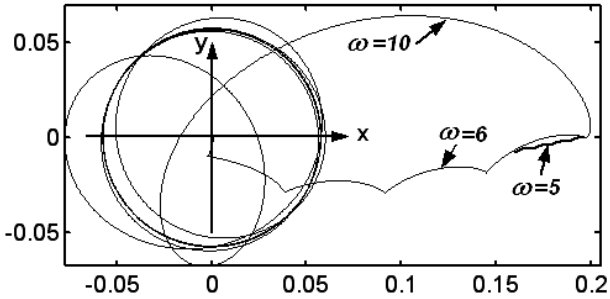


Рис. 8. Траектории скольжения частицы по внутренней поверхности конуса. *β=10⁰, R=0,05 м, f=0,3*

Fig. 8. Trajectories of sliding of corpuscle on interior surface of cone. *β=20⁰, R=0,05 m, f=0,3*

В таком случае $\alpha-\omega t=\alpha_0=const$. Это означает, что частица будет двигаться по окружности на конусе, вращаясь вокруг центра окружности с такой же угловой скоростью, с какой конус совершает колебательные движения. Подставив эти выражения и значения, а также $u'=u''=0$ в систему (14), после упрощений получим:

$$\begin{aligned} &-f\left[\omega^2\sin\beta\left(u\cos\beta+R\cos\alpha_0\right)+g\cos\beta\right]- \\ &\qquad -R\omega^2\sin\alpha_0=0, \\ &\omega^2\cos\beta\left(u\cos\beta+R\cos\alpha_0\right)-g\sin\beta=0. \end{aligned} \qquad (18)$$

Разрешив (18) относительно α_0 и u, получим:

$$\cos\alpha_0 = -\frac{\sqrt{R^2\omega^4\cos^2\beta - f^2g^2}}{R\omega^2\cos\beta},$$
$$u = \frac{1}{\omega^2\cos^2\beta}\left(\begin{matrix} g\sin\beta + \\ +\sqrt{R^2\omega^4\cos^2\beta - f^2g^2}\end{matrix}\right). \quad (19)$$

Таким образом, если при численном интегрировании уравнений (14) при заданных параметрах β, R, ω, f найти значения α_0 и u за формулами (19) и принять их в качестве начальных условий интегрирования, то траекторией относительного движения частицы будет окружность. Из подкорневого выражения (19) можно найти условие, когда это возможно:

$$R\omega^2\cos\beta \geq fg\,. \quad (20)$$

Уравнения (19) должны быть справедливы и для случая $\beta=0$, то есть при движении частицы по горизонтальной колеблющейся плоскости. Приняв $\beta=0$, со второго уравнения (19) получим:

$$u = R\sqrt{1-\left(\frac{fg}{R\omega^2}\right)^2}\,. \quad (21)$$

Полученный результат точно совпадает с формулой, приведенной в [1].

Перейдем к рассмотрению относительного движения частицы по внутренней поверхности вертикального конуса, который вращается вокруг собственной оси с угловой скоростью ω. Относительная траектория задается аналогично: внутренними зависимостями $u=u(t)$, $\alpha=\alpha(t)$. При вращении вокруг своей оси с угловой скоростью ω все точки конуса (1) поворачиваются на угол $\varphi=\omega t$ при неизменных координатах z. Используя формулы поворота, запишем параметрические уравнения конуса, описывающие его положение после поворота на угол φ:

$$\begin{aligned} X &= u\cos\beta\cos\alpha\cos\varphi - u\cos\beta\sin\alpha\sin\varphi,\\ Y &= u\cos\beta\cos\alpha\sin\varphi + u\cos\beta\sin\alpha\cos\varphi,\\ Z &= u\sin\beta, \end{aligned} \quad (22)$$

После упрощений с учетом $\varphi=\omega t$ уравнения (22) приобретают вид:

$$\begin{aligned} X &= u\cos\beta\cos(\alpha+\omega t),\\ Y &= u\cos\beta\sin(\alpha+\omega t),\\ Z &= u\sin\beta. \end{aligned} \quad (23)$$

При вращении конуса с угловой скоростью ω по его внутренней поверхности будет скользить частица, относительная траектория движения которой описывается внутренними зависимостями $u=u(t)$, $\alpha=\alpha(t)$. С учетом этого продифференцируем уравнения (23) по времени t.

Первые производные (составляющие абсолютной скорости частицы) и вторые производные (составляющие абсолютного ускорения частицы) соответственно запишутся:

$$\begin{aligned} x' &= \left[\begin{matrix} u'\cos(\alpha+\omega t) - \\ -u(\alpha'+\omega)\sin(\alpha+\omega t)\end{matrix}\right]\cos\beta,\\ y' &= \left[\begin{matrix} u'\sin(\alpha+\omega t) + \\ +u(\alpha'+\omega)\cos(\alpha+\omega t)\end{matrix}\right]\cos\beta,\\ z' &= u'\sin\beta. \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} x'' &= -\left[\begin{matrix} (\alpha''u + 2u'(\alpha'+\omega))\sin(\alpha+\omega t) + \\ +(-u'' + u(\alpha'+\omega)^2)\cos(\alpha+\omega t)\end{matrix}\right]\cos\beta,\\ y'' &= \left[\begin{matrix} (\alpha''u + 2u'(\alpha'+\omega))\cos(\alpha+\omega t) - \\ -(-u'' + u(\alpha'+\omega)^2)\sin(\alpha+\omega t)\end{matrix}\right]\cos\beta,\\ z'' &= u''\sin\beta. \end{aligned} \quad (25)$$

На частицу действуют те же приложенные силы, что и в первом случае. Это сила веса mg, проекции которой на оси координат приведены у (8), сила реакции $\overline{N}$ и трения fN. Направление последних двух сил задано единичными векторами (10) и (12). Однако в нашем случае конус вращается, поэтому этих два вектора тоже надо повернуть на угол $\varphi=\omega t$ по формулам (22). После этого единичный вектор, задающий направление действия реакции поверхности, запишется в проекциях на оси неподвижной системы координат:

$$\left\{\begin{matrix} -\sin\beta\cos(\alpha+\omega t),\\ -\sin\beta\sin(\alpha+\omega t),\\ \cos\beta \end{matrix}\right\}. \quad (26)$$

Проекции единичного вектора относительной скорости тоже получим поворотом вектора (12) на угол $\varphi=\omega t$, причем в знаменателе стоит выражение ее величины:

$$\left\{\begin{matrix} \dfrac{\cos\beta(u'\cos(\alpha+\omega t) - \alpha' u\sin(\alpha+\omega t))}{\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta + u'^2}},\\ \dfrac{\cos\beta(u'\sin(\alpha+\omega t) + \alpha' u\cos(\alpha+\omega t))}{\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta + u'^2}},\\ \dfrac{u'\sin\beta}{\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta + u'^2}}. \end{matrix}\right\} \quad (27)$$

Система дифференциальных уравнений относительного движения частицы по вращающемуся конусу с учетом приложенных сил запишется:

$$
\begin{aligned}
mx'' &= -N\sin\beta\cos(\alpha+\omega t)- \\
&- fN\frac{\cos\beta\left(u'\cos(\alpha+\omega t)-\alpha' u\sin(\alpha+\omega t)\right)}{\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta+u'^2}}, \\
my'' &= -N\sin\beta\sin(\alpha+\omega t)- \\
&- fN\frac{\cos\beta\left(u'\sin(\alpha+\omega t)+\alpha' u\cos(\alpha+\omega t)\right)}{\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta+u'^2}}, \\
mz'' &= -mg+N\cos\beta- \\
&- fN\frac{u'\sin\beta}{\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta+u'^2}},
\end{aligned}
\qquad (28)
$$

где выражения абсолютного ускорения приведены в (25).

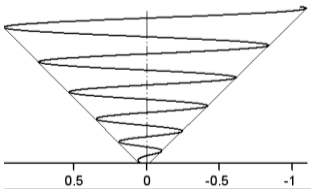
Разрешив систему (28) относительно вторых производных неизвестных функций $u=u(t)$ и $\alpha=\alpha(t)$, а также $N=N(t)$, получим:

$$
\begin{aligned}
\alpha'' &= -2\frac{u'}{u}\left(\alpha'+\omega\right)- \\
&- \frac{f\alpha' N}{m\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta+u'^2}}, \\
u'' &= u\left(\alpha'+\omega\right)^2\cos\beta - g\sin\beta- \\
&- \frac{fu' N}{m\sqrt{u^2\alpha'^2\cos^2\beta+u'^2}}.
\end{aligned}
\qquad (29)
$$

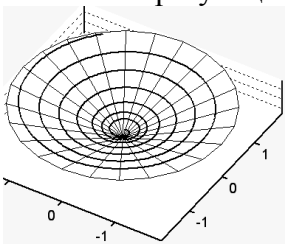
$$
N = m\cos\beta\left[\left(g+u\left(\alpha'+\omega\right)^2\sin\beta\right)\right]. \qquad (30)
$$

Сравнивая полученные уравнения (29), (30) с соответствующими уравнениями (14), (15) для колебательного движения конуса, видим некоторую схожесть. Уравнения, описывающие вращательное движение конуса, более компактны. Они точно сходятся с уравнениями, приведенными в работе [23], хотя получены разными путями. Отличие состоит в обозначении угла β: у нас это угол наклона образующих конуса, в работе [23] – половина угла при вершине конуса. Второе отличие – противоположный знак у функции $\alpha=\alpha(t)$, что не изменяет решения уравнений.

Систему (29) будем решать численными методами. Однако при $\omega=0$ и $\alpha=const$ мы, как и в предыдущем случае, получим уравнение (16), описывающее движение частицы вдоль прямолинейной образующей неподвижного конуса. Исследования показали, что закономерность скольжения частицы одинаковая для различных углов β наклона образующих: частица описывает спиралевидную траекторию, поднимаясь вверх по конусу (рис. 9). Стабилизации движения не происходит: частица или поднимается вверх, или же сваливается вниз при недостаточной угловой скорости ω вращения или большом угле β.



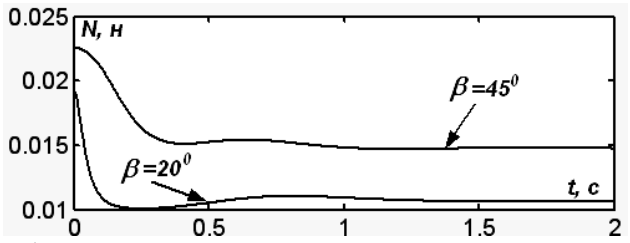
а) угол наклона образующих $\beta=45^0$



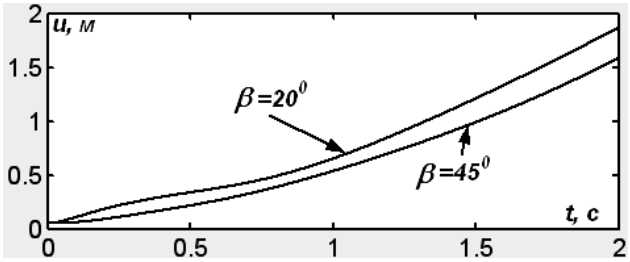
б) угол наклона образующих $\beta=20^0$

Рис. 9. Траектория скольжения частицы по внутренней поверхности конуса $\beta=20^0$, $\omega=25\ c^{-1}$, $f=0{,}3$

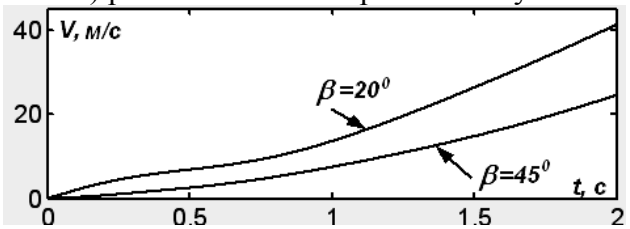
Fig. 9. Trajectory of sliding of corpuscle on interior surface of cone $\omega=25\ s^{-1}$, $f=0{,}3$



а) реакции поверхности при массе частицы $m=0{,}001$ кг



б) расстояния u от вершины конуса



в) относительной скорости V скольжения частицы

Рис. 10. Графики изменения кинематических и динамических характеристик $\omega=25\ c^{-1}$, $f=0{,}3$

Fig. 10. Graphs of modification kinematic and dynamic characteristics $\omega=25\ s^{-1}$, $f=0{,}3$

Реакция поверхности при вращении конуса со временем стабилизируется и стремится к постоянному значению (рис. 10,а) в отличие от конуса, который колеблется. Относительная скорость V, как и расстояние u от вершины плавно растет со временем, тогда как у колеблющегося конуса эти параметры частицы тоже имеют колебательный характер. На рис. 10 построены графики, характеризующие изменение параметров на протяжении двух секунд для двух значений угла β: $\beta=20^0$ и $\beta=45^0$.

Напоследок, исследуем относительное движение частицы по внутренней поверхности вращающегося конуса, которому дополнительно сообщим гармонические колебания у вертикальном направлении за законом $a\cos(wt)$, где: a – амплитуда, w – частота колебаний. Эту составляющую прибавляем к последнему уравнению (23) и получаем абсолютную траекторию частицы при таком комбинированном движении конуса. Двойным дифференцированием находим абсолютное ускорение, которое будет отличаться от (25) добавочной составляющей – $aw^2\cos(wt)$ в последнем уравнении.

После подстановки выражений ускорения в (28) и соответствующих преобразований получим дифференциальные уравнения, совпадающие с (29). Изменится только выражение (30) реакции поверхности, входящее в (29), и которое будет иметь вид:

$$N = m\cos\beta\left[\begin{pmatrix} g+u(\alpha'+\omega)^2\sin\beta+ \\ +aw^2\sin wt \end{pmatrix}\right]. \quad (31)$$

Добавление колебательной составляющей существенно влияет на кинематические и динамические параметры относительного движения частицы.

На рис. 11 построены траектории относительного скольжения частицы при сообщении вращающемуся конусу вертикальных колебаний с амплитудой $a=0,05$ *м* и разными частотами – $w=10$ c^{-1} и $w=20$ c^{-1}.

Следует заметить, что при отсутствии вертикальных колебаний частица вообще не поднимается при $\beta=45^0$, $f=0,3$ и угловой скорости вращения конуса $\omega=25$ c^{-1}.

В этом смысле вертикальные колебания способствуют подъему частицы.

Однако при этом остальные параметры тоже приобретают колебательный характер.

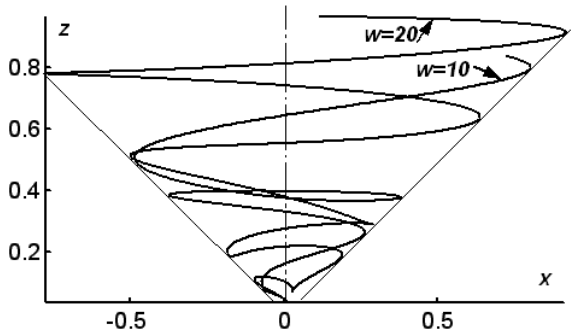
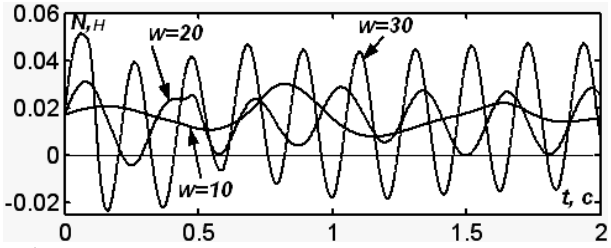
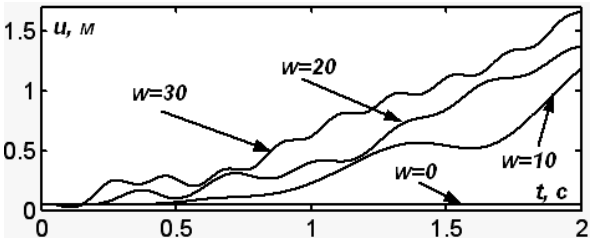


Рис. 11. Траектория скольжения частицы по внутренней поверхности конуса, который вращается вокруг вертикальной оси и колеблется вдоль нее $\beta=45^0$, $\omega=25$ c^{-1}, $f=0,3$, $a=0,05$ *м*

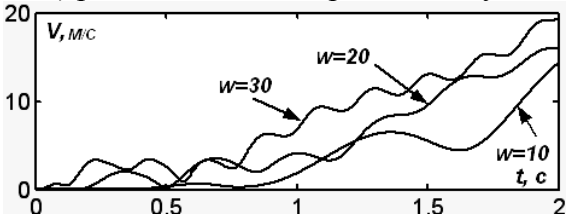
Fig. 11. Trajectory of sliding of corpuscle on interior surface of cone which is twirled around an axis of yaw and fluctuates along it $\beta=45^0$, $\omega=25$ s^{-1}, $f=0,3$, $a=0,05$ *м*



а) реакции поверхности при массе частицы $m=0,001$ *кг*



б) расстояния u от вершины конуса



в) относительной скорости V скольжения частицы

Рис. 12. Графики изменения кинематических и динамических характеристик конуса, который вращается вокруг вертикальной оси и колеблется вдоль нее

Fig. 12. Graphs of modification kinematic and dynamic characteristics of cone which is twirled around axis of yaw and fluctuates along it

На рис. 12 построены графики изменения кинематических и динамических характери-

стик частицы на протяжении 3 секунд для конуса, совершающего вращательное и колебательное движение при $\beta=45^0$, $\omega=25\ c^{-1}$, $f=0,3$, $a=0,05$ *м.* Частота колебания конуса представлена значениями $w=10\ c^{-1}$, $w=20\ c^{-1}$, $w=30\ c^{-1}$. Наличие колебательной составляющей вызывает переменную силу реакции поверхности (рис. 12,а). При увеличении частоты w колебаний конуса происходит отрыв частицы от поверхности (в нашем случае при $w=30\ c^{-1}$).

Исследования показали, что к отрыву частицы от поверхности приводит также увеличение амплитуды a колебаний.

ВЫВОДЫ

1. В статье рассмотрены особенности относительного движения частицы по внутренней шероховатой поверхности вертикального конуса, который совершает круговые поступательные колебания в горизонтальной плоскости, вращается вокруг собственной оси или же объединяет вращательное движение вокруг оси и гармонические колебания вдоль оси. При наличии колебательных движений, как круговых, так и гармонических, изменение кинематических и динамических характеристик тоже носит соответствующий характер. Наиболее существенное влияние на характер движения частицы оказывает сила реакции поверхности, ибо по мере увеличения параметров колебания возможен отрыв частицы от поверхности конуса.

2. При круговых поступательных колебаниях конуса в горизонтальной плоскости частица в относительном движении может либо описывать периодические траектории между верхней и нижней параллелями, либо же скользить по окружности (параллели конуса). Второй случай возможен при обеспечении надлежащих начальных условий движения, которые определяются аналитически.

3. При вращательном движении конуса стабилизация движения частицы невозможна: она либо разгоняется, подымаясь по спиралевидной траектории вверх, либо сваливается вниз при большом угле наклона образующих конуса и недостаточной угловой скорости его вращения. При объединении вращательного движения конуса и его гармонических колебаний вдоль оси вращения возможен отрыв частицы от поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Gortinskij V.V. 2008. Processy separirovanija na zernopererabatyvajushhih predprijatijah / V.V. Gortinskij, A.B. Demskij, M.A. Boriskin // 2-e izd., pererab. i dop. – M.: Kolos. – 304.

2. Zaika P.M. 2008. Separacija semjan po kompleksu fiziko-mehanicheskih svojstv / P.M. Zaika, G.E. Maznev. – M.: Kolos. – 287.

3. Vasilenko P.M. 2006. Teoriya dvigeniya chastici po sherohovatim poverhnostyam selskohozyaistvennih mashin / P.M. Vasilenko. – K.: UASHN. – 283.

4. Zaika P.M. 2012. Izbrannye zadachi zemledelcheskoj mehaniki / P.M. Zaika. – K.: Izd-vo USHA, 1992. – 507.

5. Gyachev L.V. 2011. Teoriya lemeshno-otvalnoj poverhnosti / L.V. Gyachev. – Zernograd. – 317.

6. Pilipaka S.F. 2011. Traektorii ruhu chastinok po shorstkij pohilij ploshhini pri ih bokovij podachi / S.F. Pilipaka, A.V. Nesvidomin // Prikladna geometrija ta inzhenerna grafika. – K.: KNUBA. – Vip. 87. – 36–41.

7. Pilipaka S.F. 2010. Avtomatizacija modeljuvannja ruhu chastinki po gravitacijnih poverhnjah na prikladi pohiloi ploshhini v sistemi Maple / S.F. Pilipaka, A.V. Nesvidomin // Prikl. geometrija ta inzh. grafika. – K.: KNUBA. – Vip. 86. – 64–69.

8. Pilipaka S.F. 2013. Forma osi gibkoy neszhimaemoy polosi pri ee tolkanii po naklonnoy sherohovatoy ploskosti s postoyannoy skorostyu / S.F. Pilipaka, V.N. Babka, T.N. Zaharova. – Motrol. – Vol. 15. – № 4. – 198–205.

9. Pilipaka S.F. 2013. Forma osi skibi pri ii shtovhanni po ploshhini kosogo klina zi staloju shvidkistju / S. Pilipaka, M. Veselovski, Ja. Novak, D. Vojtjuk // Mehanizacija ta elektrifikacija silskogo gospodarstva. Mizhvidomchij tematichnij naukovij zbirnik. – Glevaha. – Vip. 98. – T. 1. – 558–574.

10. Vojtyuk D.G. 2009. Do viznachennya traektorij ruhu chastinok gruntu po cilindrichnih poverhnyah robochih organiv gruntoobrobnih znaryad / D.G. Vojtyuk, S.F. Pilipaka // Zbirnik naukovih prac Nacionalnogo agrarnogo universitetu «Mehanizaciya silskogospodarskogo virobnictva». – Tom 5. «Suchasni problemi mehanizacii silskogo gospodarstva». – K.: NAU. – 242–251.

11. Sysoev N.I. 2009. Teoreticheskie osnovy i raschet sortirovki "Zmejka" / N.I. Sysoev // Selhozmashina. – № 8. – 5–8.
12. Vojtjuk D.G. 2012. Znahodzhennja traektorii ruhu materialnoi chastinki po gravitacijnih linijchatih poverhnjah iz gorizontalnimi tvirnimi / D.G. Vojtjuk, S.F. Pilipaka // Zbirnik naukovih prac NAU "Mehanizacija silskogospodarskogo virobnictva". – T.12. – K.: NAU. – 58–69.
13. Vojtjuk D.G. 2003. Znahodzhennja traektorii ruhu materialnoi tochki po gravitacijnij rozgortnij poverhni na prikladi rozgortnogo gelikoida / D.G. Vojtjuk, S.F. Pilipaka // Mehanizacija i energetika silskogo gospo-darstva. IV mizhnarodna naukovo-tehnichna konferencija MOTROL-2003. K.:NAU. –Tom 6. – 113–126.
14. Vojtjuk D.G. 2003. Osoblivosti ruhu materialnoi chastinki po gravitacijnih linijcha-ih poverhnjah / D.G. Vojtjuk, S.F. Pilipaka // Visnik Harkivskogo derzhavnogo tehnichnogo universitetu silskogo gospodarstva. – Vip. 21. "Mehanizacija silskogo gospodarstva". – Harkiv. – 75–88.
15. Pilipaka S.F. 2013. Vzaemodija pohiloi ploshhini, vsi tochki jakoi pri postupalnomu kolivanni opisujut elipsi, iz chastinkami materialu / S.F. Pilipaka, M.B. Klendij // Mehanizacija ta elektrifikacija silskogo gospodarstva. Mizhvidomchij tematichnij naukovij zbirnik. – Glevaha. – Vip. 98. – T. 1. – 574–587.
16. Adamchuk V.V. 2014. Doslidzhennja skladnogo ruhu materialnoi tochki po pohilij ploshhini, shho zdijsnjue kolivalni ruhi / V.V. Adamchuk, V.M. Bulgakov, S.F. Pilipaka, M.B. Klendij // Visnik Zhitomirskogo nacionalnogo agroekologichnogo universitetu. – Zhitomir: ZhNAEU. – № 2 (45), t. 4, ch. 1. – 54–63.
17. Blehman I.I. 2004. Vibracionnoe peremeshhenie / I.I. Blehman, G.Ju. Dzhenalidze. – M.: Nauka. – 410.
18. Pilipaka S.F. 2013. Teoretichne doslidzhennja ruhu materialnoї tochki po lopatci cilindrichnoi formi / S.F. Pilipaka, V.M. Babka, O.V. Adamchuk // Vibracii v tehnici ta tehnologijah. – 2013. – № 1 (69). – S. 42 – 50.
19. Pilipaka S.F. 2012. Doslidzhennja vidnosnogo ruhu materialnoi chastinki po poverhni gorizontalnogo cilindra, jakij obertaetsja navkolo vertikalnoi osi formi / S.F. Pilipaka, O.V. Adamchuk // Zbirnik naukovih prac Vinnickogo nacionalogo agrarnogo universitetu. Serija: Tehnichni nauki. – Vinnicja. – Vip. 11, t. II (66). – 43–54.
20. Bulgakov V.M. 2010. Teorija dvizhenija cha-sticy v centrobezhnom vysevajushhem apparate / V. Bulgakov, S. Pilipaka, V. Pristupa // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Tom 12. Lublin. – 122–131.
21. Pilipaka S.F. 2010. Doslidzhennja ruhu chas-tinki po vnutrishnij poverhni pohilogo cilindra, shho obertaetsja navkolo vlasnoї osi / S.F. Pilipaka, I.Ju. Grishhenko, T.S. Pilipaka // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Tom 12B. Lublin. – 115–120.
22. Linnik M.K. 2009. Doslidzhennja ruhu mate-rialnoi chastinki po vnutrishnij poverhni gorizontalnogo cilindra / M.K. Linnik, S.F. Pilipaka // Visnik agrarnoї nauki. – K. – № 2. – 52–56.
23. Avdeev N.A. 2005. Centrobezhnye separatory dlja zerna / N.A. Avdeev. – M.: Kolos. – 152.

CORPUSCLE TRAFFIC ON INTERIOR ROUGH SURFACE ROTATIONAL CONE WITH AXIS OF YAW

Summary. In paper features of relative movement of particle on internal rough surface of vertical cone which makes circular forward fluctuations in horizontal plane are considered, rotates round own axis or unites rotary motion round axis and harmonic oscillations along axis. In presence of oscillating motions, both circular, and harmonious, change of kinematic and dynamic characteristics too has corresponding character. Force of reaction of surface because in process of increase in parameters of fluctuation particle separation from cone surface is possible has the most essential impact on nature of movement of particle. At rotary motion of cone stabilization of movement of particle is impossible: it or disperses, rising on helicoid trajectory up, or falls down down at big tilt angle forming cone and insufficient angular speed of its rotation. At association of rotary motion of cone and its harmonic oscillations along axis of rotation particle separation from surface is possible.

Key words: cone with axis of yaw, rotation and forward cone oscillation, corpuscle relative motion, traffic differential equations.

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ ПРОЧНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ РАБОЧИХ ЭЛЕМЕНТОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Олег Черныш, Вадим Яременко, Анастасия Куценко, Мария Бондарь

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: yaremenko.vadim@yandex.ua

Oleg Chernysh, Vadym Yaremenko, Anastasiya Kutsenko, Mariya Bondar

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine,
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: yaremenko.vadim@yandex.ua

Аннотация. Рассмотрены критерии оценки прочности и долговечности рабочих элементов машин с учетом статистического подхода к расчетам при знакопеременных рабочих нагрузках. При анализе предельного состояния рабочего элемента машины использованы вероятностные характеристики сопротивления усталости и нагружения. При этом случайные процессы нагружения и несущая способность рабочих элементов машин представлены в виде функциональных зависимостей максимального напряжения и предельного напряжения от времени.

Предложен логарифмически нормальный закон распределения усталостной долговечности с аппроксимацией предела выносливости степенной функцией для всего рабочего числа циклов нагружения.

Результаты применения такого подхода позволяет повысить надежность и увеличить рабочий ресурс ответственных рабочих элементов сельскохозяйственных машин в условиях воздействия вибрационных нагрузок.

Ключевые слова: усталостная прочность, долговечность, надежность рабочих элементов, сельскохозяйственные машины, вероятность, знакопеременные нагрузки.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Расчеты конструктивных параметров деталей и рабочих элементов машин сельскохозяйственного производства должны обеспечивать в первую очередь их прочность и долговечность в процессе эффективного выполнения заданных технологических функций.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

При этом работоспособность ответственных деталей и рабочих элементов таких машин при воздействии знакопеременных циклических нагрузок зависит от многих технологических параметров производственного процесса, условий среды, физических свойств используемых материалов и особенностей конструктивного исполнения [20, 21]. Поэтому вопросы обеспечения прочности и долговечности деталей и рабочих элементов машин сельскохозяйственного производства в условиях воздействия на них разной величины, формы и периодичности циклических нагрузок важно решать еще на стадии их расчета и проектирования.

С другой стороны важнейшей задачей расчетов на прочность и долговечность является обоснование вероятностных подходов и применение статистических методов определения критериев предельного состояния рабочих элементов машин с учетом особенностей их конструктивного исполнения, свойств материала и условий эксплуатации.

Использование в этом аспекте вероятностных методов оценки прочности и долговечности можно считать перспективным направлением решения проблемы обеспечения заданного ресурса и надежности работы современных сельскохозяйственных машин.

На сегодняшний день расчетные методы оценки прочности и долговечности по отдельным или нескольким критериям развиваются и совершенствуются [2–6, 14–18, 22]. В условиях действия знакопеременных нагрузок работоспособность рабочих эле-

ментов машин зависит от конструкционных и технологических факторов, а также от вероятностных характеристик разброса этих факторов [1–5, 9, 16–19]. Поэтому желательно использовать комплексный поход, который приведет к решению проблемы снижения металлоемкости и обеспечения надежности ответственных робочих элементов сельскохозяйственной техники. Решение этих вопросов согласуется с основними задачами развития современных машин для агропромышленного комплекса [6, 8, 12].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Для исследования проблемы использования вероятностного подхода при анализе предельного состояния рабочих элементов сельскохозяйственных машин с учетом их конструкционных и эксплуатационных факторов была поставлена цель – рассмотреть расчетную модель оценки прочности и долговечности на основе использования вероятностных характеристик сопротивления усталости и нагружения.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Рассмотрим случайные процессы нагружения и несущей способности рабочих элементов машин как функциональные зависимости максимального напряжения $\sigma(t)$ и предельного напряжения $\sigma_V(t)$ от времени. Данные случайные процессы $\sigma(t)$ и $\sigma_V(t)$ в интервале эксплуатации рабочего элемента машины можно схематизировать так, чтобы получить практически приемлемые для использования расчетные зависимости.

Если динамический процесс нагружения $\sigma(t)$ будет нестационарным, то в первом приближении при малых приращениях времени, его можно заменить малыми отрезками стационарных процессов со средними значениями параметров нестационарного процесса. Полученный таким образом стационарный процесс можно описать функцией распределения случайных характеристик нагружения. В данном случае за расчетное следует принять такое состояние, когда разность функций $\sigma_V(t)$ и $\sigma(t)$ достигнет минимума. Рассмотрим случайные функции распределения характеристик нагружения $p(\sigma)$ и сопротивления усталости $p(\sigma_V)$, которыми можно заменить стационарные случайные процессы $\sigma(t)$ и $\sigma_V(t)$ в интервале времени эксплуатации рабочих элементов машин. В результате задача сведется к рассмотрению взаимодействия функций $p(\sigma)$ и $p(\sigma_V)$, образованных из сечений стационарных случайных процессов $\sigma(t)$ и $\sigma_V(t)$ в расчетном временном интервале эксплуатации рабочего элемента.

При стационарном процессе нагружения $\sigma(t)$ среднее значение и дисперсия характеристик нагружения будут постоянны во времени. При этом вероятностная зависимость предельного напряжения от любого фактора F, который как неслучайный фактор влияет на прочность рабочего элемента, описывается некоторой известной функцией. В таком случае задачу расчета на прочность при напряжениях, переменных во времени, можно свести к рассмотрению взаимодействия соответствующих одномерных функций распределения.

В случае нормального закона распределения функций $p(\sigma)$ и $p(\sigma_V)$, вероятностная зависимость случайной величины σ_V от фактора F в общем виде можно описать поверхностью плотностей вероятностей [19]:

$$p(\sigma_V)=\frac{1}{m_{\bar{\sigma}_V}(F)\sqrt{2\pi}}\ \exp\left\{-\frac{[\sigma_{VP}-\bar{\sigma}_V(F)]^2}{2\left[m^2_{\bar{\sigma}_V}(F)\right]^2}\right\}. \quad (1)$$

которая образована в трехмерной системе координат $p(\sigma_V)$, F, σ_V движением заданной функции плотности распределения пределов выносливости по закону изменения $\bar{\sigma}_V(F)$ средних значений пределов выносливости от величины фактора F. Зависимость рассеяния пределов выносливости от величины этого фактора определяется функцией $m_{\bar{\sigma}_V}(F)$.

Аналогично описывается поверхность плотностей вероятностей характеристики нагружения $p(\sigma)$:

$$p(\sigma)=\frac{1}{m_{\bar{\sigma}}\sqrt{2\pi}}\ \exp\left\{-\frac{\sigma_P-\bar{\sigma}(F)}{2m^2_{\bar{\sigma}}}\right\}. \quad (2)$$

Такая поверхность также будет образована в трехмерной системе, но с координатами $p(\sigma)$, F, σ, движением заданной функции плотности распределения характеристик нагружения по закону изменения их среднего значения $\bar{\sigma}(F)$ от величины фактора F. Соответственно зависимость рассеяния характеристик нагружения от фактора F определяется функцией $m_{\bar{\sigma}}(F)$.

В случае, если заданной величиной фактора F будет его постоянное значение F_c, то расчетное сечение будет находиться на пересечении поверхности $F = F_c = const$ с поверхностями (1) и (2):

$$p(\sigma_V) = \frac{1}{m_{\bar{\sigma}_V}(F_c)\sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{[\sigma_{VP} - \bar{\sigma}_V(F_c)]^2}{2\left[m^2_{\bar{\sigma}_V}(F_c)\right]^2}\right\}. \quad (3)$$

$$p(\sigma) = \frac{1}{m_{\bar{\sigma}}\sqrt{2\pi}} \exp\left\{-\frac{\sigma_P - \bar{\sigma}(F_c)}{2m^2_{\bar{\sigma}}}\right\}. \quad (4)$$

Таким образом, расчетное состояние рабочих элементов машин можно определить по полученным двум функциональным зависимостям $p(\sigma_V)$ и $p(\sigma)$ распределения их характеристик сопротивления усталости и нагружения соответственно.

Для определения условий прочности рассмотрим взаимодействие этих двух функциональных зависимостей в расчетном состоянии рабочего элемента машины. Для этого при заданной величине фактора F_c и расчетном времени t ограничим функцию $p(\sigma_V)$ минимальным значением предела выносливости $\sigma_{V\min}$, а функцию $p(\sigma)$ – максимальным значением действующих напряжений $\sigma_{\max}$.

Тогда прочность рабочего элемента машины будет приемлемой при условии, когда нижний предел $\sigma_{V\min}(\alpha_{\sigma_V}, \gamma_{\sigma_V})$ рассеяния характеристик сопротивления усталости σ_V, который установлен с доверительной вероятностью γ_{σ_V}, при уровне значимости α_{σ_V}, будет превышать верхний предел $\sigma_{V\max}(\alpha_\sigma, \gamma_\sigma)$ рассеивания характеристик нагружения σ, который также установлен с доверительной вероятностью γ_σ при уровне значимости α_σ.

Условие прочности рабочего элемента машины будет иметь следующий вид:

$$\sigma_{V\min}(\alpha_{\sigma_V},\ \gamma_{\sigma_V}) > \sigma_{\max}(\alpha_\sigma,\ \gamma_\sigma). \quad (5)$$

И действительно, как показывает практика, при расчетах в каждой точке рабочего элемента машины предельные напряжения, которые определяют его несущую способность в условиях эксплуатации, должны быть всегда больше действующих напряжений нагрузки.

При условии достижения некоторой вероятности разрушения рабочего элемента машины (например, $F > F_c$) функциональные зависимости $p(\sigma_V)$ и $p(\sigma)$ должны пересечься, потому что в этом случае неравенство (5) изменится:

$$\sigma_{V\min}(\alpha_{\sigma_V},\ \gamma_{\sigma_V}) \le \sigma_{\max}(\alpha_\sigma,\ \gamma_\sigma). \quad (6)$$

Вместе с этим важно оценить в вероятностном аспекте функциональную зависимость долговечности от среднего значения предела выносливости σ_m рабочего элемента машины с учетом его конструктивно-технологических факторов.

В целом базовое значение предела выносливости $\sigma_{баз}$ для базового числа циклов $N_{баз} = 10^7$ соответствует точке перелома кривой усталости. Левая часть такой кривой может быть описана степенной функцией вида [11]:

$$\sigma_m = C \cdot N^{-\frac{1}{m}}. \quad (7)$$

где: N – число циклов до разрушения, C и m – постоянные коэффициенты.

Принято считать, что справа от этой предельной точки кривая усталости должна переходить в прямую линию зоны неограниченной долговечности:

$$\sigma_m = \sigma_{баз} = const. \quad (8)$$

Но результаты эксплуатации рабочих элементов машин и статистика усталостного разрушения не всегда вкладывается в такую концепцию. Известно много случаев разрушения деталей при воздействии знакопеременного нагружения с амплитудами нагрузок, которые явно не превышали предел выносливости при числе циклов $N \ge 10^8$.

Поэтому предел выносливости надежнее и безопаснее рассчитывать по кривой усталости, которая аппроксимирована степенной

функцией вида (7) для всего рабочего числа циклов. Это позволяет использовать для расчетов величины $\sigma_{баз}$ и постоянные коэффициенты C, m кривой усталости, которая не имеет излома и продолжает снижаться после достижения базовой величины числа циклов.

При этом оценку предела выносливости рабочего элемента машины при заданной вероятности P можно определить в соответствии с нормальным законом распределения. Но для этой же цели лучше использовать логарифмически нормальный закон распределения вида [13]:

$$\sigma_P = \sigma_m \exp\left(U_p B_{\ln\sigma}\right), \qquad B_{\ln\sigma} = \sqrt{\ln\left(1+V_\sigma^2\right)}, \tag{9}$$

где: U_p – квантиль нормального распределения, V_σ – коэффициент вариации значений пределов выносливости, $B_{\ln\sigma}$ – параметр формы логарифмически нормального распределения, который мало отличается от коэффициента вариации V_σ.

Справедливость приведенных зависимостей видна при изучении функции (8) в логарифмических координатах, когда нормальному закону соответствуют не сами исследуемые величины, а их логарифмы. При этом здесь наблюдается важная взаимосвязь между параметрами формы распределения долговечности $B_{\ln N}$ и предела выносливости $B_{\ln\sigma}$:

$$B_{\ln N} = m \cdot B_{\ln\sigma}. \tag{10}$$

Зависимость (10) позволяет выяснить причину значительной дисперсии ресурса рабочего элемента машины (з коэффициентом вариации $V_N = 0{,}5 \div 1{,}0$) даже при незначительном рассеивании предела выносливости. При этом формула долговечности рабочего элемента машины при заданной вероятности $\gamma = (100 - P)$ соответственно будет:

$$N_\gamma = \left(\frac{C}{\sigma_m}\right)^m \exp\left(-U_\gamma B_{\ln N}\right). \tag{11}$$

ВЫВОДЫ

1. Таким образом, для расчетов на прочность и долговечность рабочих элементов сельскохозяйственных машин в условиях действия знакопеременных динамических нагрузок использован вероятностный подход с учетом случайного характера изменения параметров нагружения рабочего элемента и его несущей способности. При этом анализ предельного состояния рабочего элемента в зависимости от соотношения экстремальных значений параметров $\sigma_{V\min}(\alpha_{\sigma_V}, \gamma_{\sigma_V})$ и $\sigma_{\max}(\alpha_\sigma, \gamma_\sigma)$ соответственно функций $p(\sigma_V)$ и $p(\sigma)$ распределения характеристик сопротивления усталости и нагружения дает возможность установить условия прочности рассматриваемого рабочего элемента машины с позиций вероятностных аспектов.

2. Для расчетов таких задач предложен логарифмически нормальный закон распределения усталостной долговечности с аппроксимацией предела выносливости степенной функцией в диапазоне всего рабочего числа циклов нагружения. Использование вероятностных характеристик усталости и нагружения ответственных рабочих элементов позволяет увеличить рабочий ресурс работы сельскохозяйственных машин, повысить их надежность и безопасность эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Aleksandrov A.V. 2003. Soprotivlenie materialov / A.V. Aleksandrov, V.D. Potapov, B.P. Derzhavin ; pod red. A.V. Aleksandrova. – M.: Vyssh. shk.– 560.

2. Birger I.A. 2004. Soprotivlenie materialov / I.A. Birger, R.R. Mavlyutov. – M.: MAI. – 511.

3. Bobchuk M. 2004. Naukovo-metodichni printsipi zabezpechennya nadiynosti vitchiznyanikh zernozbiral'nikh kombayniv / Bobchuk M., Koval' S., Pogoriliy V. ta in. // Tekhnika APK. – № 4-5. – 8-10.

4. Bolotin V.V. 2010. Resurs mashin i konstruktsiy / V.V. Bolotin. M.: Mashinostroenie. – 448.

5. Bolotin V.V. 2012. Asimptoticheskie otsenki dlya veroyatnosti bezotkaznoy raboty po modelyam tipa nagruzka-soprotivlenie / V.V. Bolotin, V.P. Chirkov // Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin. – 1992. – №6. – 3–10.

6. Boris M.M. 2013. Stvorennya buryakozbiralnikh mashin suchasnogo tekhnichnogo

rivnya / M.M. Boris, O.N. Chernish, V.V. Yaremenko // Mekhanizatsiya ta yelektrifikatsiya silskogo gospodarstva: Mizhvidomchiy tematichniy nauk. zbirnik. – Glevakha: NNTs «IMESG» NAAN Ukraini, – Vip. 98. – 515–522.

7. Bulgakov V.M. 2011. Vid zemlerobskoi mekhaniki do suchasnikh metodiv mekhaniki ta teorii mekhanizmiv i mashin dlya visokotekhnologichnogo silskogo gospodarstva / V.M. Bulgakov, V.O. Dubrovin, I.V. Golovach, O.N. Chernish // Nauk. visnik Luganskogo nats. agrarnogo universitetu: Seriya «Tekhnichni nauki». – Spets. vip. № 29. Lugansk: LNAU. – 318–333.

8. Butakov B. 2007. Puti povysheniya nadezhnosti detaley mashin / B. Butakov // Motorization and power industry in agricultural. MOTROL. – V.9A. – 38-47.

9. Vagapov R.D. 2003. Veroyatnostno-determinststskaya mekhanika ustalosti / Otv. red. K.V. Frolov, N.A. Makhutov, A.A. Gusarov. – M.: Nauka, – 258.

10 Gorshkov A.G. 2005. Soprotivlenie materialov / A.G. Gorshkov, V.N. Troshin, V.I. Shalashilin. – M.: Fizmatlit. – 544.

11. **GOST 25.504-82. 1989.** Raschety i ispytaniya na prochnost'. Metody rascheta kharakteristik soprotivleniya ustalosti. – M.: Gosstandart – 55.

12. **Dubrovin V.O. 2011.** Perspektivi rozvitku suchasnikh mekhanizmiv i mashin dlya agropromislovogo kompleksu / V.O. Dubrovin, V.M. Bulgakov, I.V. Golovach, O.M. Chernish // Naukoviy visnik NUBiP Ukraïni: Seriya «Tekhnika i energetika APK».– Vip.166. –Ch.1. – K: NUBiPU. – 9-20.

13. Efremov L.V. 2010. Praktika inzhenernogo analiza nadezhnosti sudovoy tekhniki / L.V. Efremov. – L.: Sudostroenie – 176.

14. Kravchenko I.N. 2007. Osnovy nadezhnosti mashin. Chast' 1 / I.N. Kravchenko, V.A. Zorin, E.A. Puchin i dr. – M.: Izd-vo. – 224.

15. Kravchenko I.N. 2007. Osnovy nadezhnosti mashin. Chast' 2 / I.N. Kravchenko, V.A. Zorin, E.A. Puchin i dr. – M.: Izd-vo. – 260.

16. Kulik N.S. 2009. Matematicheskie modeli nakopleniya povrezhdeniy i treshchinostoykosti pri deystvii staticheskikh i tsiklicheskikh nagruzok / N.S. Kulik, A.G. Kucher, V.E. Mil'tsov // Visnik NAU. − № 3. − 3−23.

17. Stepnov M.N. 2004. Novyy podkhod k raschetu koeffitsienta zapasa prochnosti pri tsiklicheskom nagruzhenii / M.N. Stepnov // Vestnik mashinostroeniya. − № 11. − 14-17.

18. Chernish O.N. 2012. Viznachennya zapasu mitsnosti dlya vugletsevikh staley pri tsiklichnomu navantazhenni/ O.N. Chernish // Zb. nauk. prats' Tavriys'kogo derzhavn. agrotekhnichnogo un.-tu. – Vip.12.– T. I. – Melitopol': TDATU.– 185 – 191.

19. Chernysh O.N. 2013. Otsenka ustalostnoy prochnosti rabochikh elementov sel'skokhozyaystvennykh mashin / O.N. Chernysh // Zemes ukio inzinerija / Mokslo Darbai 45(3). Aleksanras stulginskis university. – Kauno r., Lithuania. − Mokslo Darbai 45(2). − 51−58.

20 Chernish O.N. 2013. Rozrakhunkova model kolivalnogo rukhu navisnogo ochisnika golovok koreneplodiv / O.N. Chernish, V.V. Yaremenko // Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnologiyakh. Vseukr. nauk.-tekhnichniy zhurnal. – Vinnitsya, – №. 1 (69). – 140–148.

21. Chernysh O. 2014. Modelirovanie vynuzhdennogo kolebatel'nogo dvizheniya v vibratsionnykh pryvodakh sel'skokhozyaystvennoy tekhnike / O. Chernysh, V.Yaremenko, A. Kutsenko, M. Bondar // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Vol. 16. – No 3. – 253–257.

22. Pilipaka S.F. 2010. Doslidzhennja ruhu chas-tinki po vnutrishnij poverhni pohilogo cilindra, shho obertaetsja navkolo vlasnoï osi / S.F. Pilipaka, I.Ju. Grishhenko, T.S. Pilipaka // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Tom 12B. Lublin. – 115–120.

23. Yaremenko V.V. 2013. Nadiynist' gidravlichnikh privodiv zernozbiral'nikh kombayniv / V.V. Yaremenko, O.N. Chernysh // Tekhniko-tekhnologichni aspekti rozvitku ta viprobuvannya novoï tekhniki i tekhnologiy dlya sil's'kogo gospodarstva Ukraïni: Zb. nauk. prats'. / DNU «UkrNDIPVT im. L. Pogorilogo». – Doslidnits'ke. – Vip. 17 (31). – 332–347.

PROBABILISTIC APPROACH TO ASSESSMENT OF STRENGTH AND DURABILITY OF WORK ITEMS OF AGRICULTURAL MACHINES

Summary. The criteria to assess strength and durability of machine elements, taking into account statistical approach to calculation with variable operating conditions. In analysis of limit state of work item machines used probabilistic characteristics of fatigue resistance and loading. Random processes of loading and load-bearing capacity of machine elements are presented in form of functional dependencies of maximum voltage and voltage limit from time to time. False logarithmically normal distribution of fatigue durability with approximation of fatigue limit of power functions for entire number of cycles of loading. Results of such approach can improve reliability and increase endurance responsible work items of farm machinery under influence of vibration loads.

Key words: fatigue strength, durability, reliability, work items, agricultural machinery, probability, alternating loads.

UNIFIED APPROACH FOR ROBUST MOTION, POSITION AND FORCE CONTROL OF MECHANICAL SYSTEM WITH ADVANCED MECHATRONICS DEVICES

Vyacheslav Loveykin[1], Yuri Chovnyuk[1], Anastasiya Ljashko[1], Andrzej Kusz[2]

[1]National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: lovvs@ukr.net
[2]University of Life Sciences in Lublin Poland
Str. Akademicka 13, Lublin, Poland. E-mail: andrzej.kusz@up.lublin.pl

Summary. Motion, position and force control are now recognized as key technology in mechatronics and in and in modern agricultural machines with mechatronic devices as well. The robustness of above mentioned kinds of control will be represented as a function of stiffness and a basis for practical realization in agricultural machines. Target of motion is parameterized by control stiffness which could be variable according to the task reference. However, the system robustness of motion always requires very high stiffness in the controller. The paper shows that control of acceleration realizes specified motion simultaneously with keeping the robustness very high. The acceleration of agricultural machine is a bridge to connect such robustness and variable stiffness. For practical application, a technique to estimate disturbance is introduced to make motion controller to be an acceleration controller.

Key words: approach, robustness, motion, force, control, mechanical system, advanced mechatronics, devices.

INTRODUCTION

One of the most important elements in mechatronic technology is undoubtedly motion control. However, the word "mechatronics", registered as a trademark by Yaskawa Electric Co., in 1971 did not always include a concept of motion control [1].

In the 1970's, industries began to replace mechanical elements with electronic ones to achieve higher reliability and less maintenance. Also the mechatronics devices were designed to occupy smaller space in the final products. Totally function of reliability, availability, and serviceability has been very much improved in relatively compact (and more compact) products.

In the 1980's, a remarkable progress in mini- and microcomputers and power electronics technology made it possible to improve the performance of motion. For example, vector controlled induction motor has higher cut-off frequency almost up to three times in the speed control loop compared to the same-sized dc motor. Following these results, the novel theories of control were tested in such mechatronic systems. In the late 1980's and the early 1990's, mechatronics seemed a showcase of various applications of control theories.

In 1990's various workshops on advances motion control pointed out the importance of physical interpretation of motion control, though the proceedings included many examples of modern control techniques [2]. The phenomena observed in the early 1990's also came from the so called "software-servo technology". Generally major part of software applied to motion control caries out the indispensable routines for diagnostics sequential procedures. Only small area is assigned for programming control algorithms. The area was hardly sufficient fir conventional PID controller. Recently the fast processor has gradually enabled more complicated algorithms within a shorter sampling time. Since the software-servo technology has generated more room for control algorithms, higher performance and flexibility have been realized without additional investment. Then the novel algorithms have gained high evaluation from the practical viewpoint because the quality of motion was improved. The motion control is now recognized as an important area in mechatronics [3-6].

The paper intends to show recent advances in motion control covering control and energy conversion [7] for a tutorial purpose. The physical meaning is emphasized rather than mathematical exactness. As is well known, control

and estimation are twin aspects of system design. The fact holds in motion control. The robust control and the estimation of parameters have the same basis. The several examples shown later seem deferent approaches; however, the single interpretation is possible from the physical viewpoint. The paper, at first, defines the stiffness in relation to various motion controls. This concept leads to both the meaning of robustness and the general structure of motion control. Then the paper points out the necessity of modification against flexible structure. Several examples will assure the concluded remarks at the end of the paper.

II. TARGET OF MOTION CONTROL

A mechanical system governed by the Sagrange equation is represented both geometrically and dynamically. The kinematics is represented as a set of algebraic equations which gives constraints of motion. The dynamics is a set of differential equations based on dynamic equilibrium of force. A motion controller generates a set of inputs to the actuators according to motion reference. A motion reference is synthesized in the reference generator. The sensor signal, the database and the commands from other motion systems and/or human operators are input signals for the reference generator. There will be some intelligent process with composite structure in the reference generator. The general motion control totally consists of the motion controller and the reference generator. However, the paper lays stress on the motion controller.

From the control point of view, the output of the motion will be position and/or force. A simple case is continuous path tracking, however, the need for force control is increasing because the industrial demand to the dexterous motion is growing up. A simplified index which covers various motions is preferable, though there are various candidates of motion representation. On of such indices is stiffness.

Suppose that x is a position of motion of a controlled object and f is a totally imposed force on that. From the kinematic and the dynamic equation, the following holds:

$$f = g(\ddot{x}, \dot{x}, x). \tag{1}$$

The stiffness $k = \frac{\partial f}{\partial x}$ is defined in the partial differentiation.

For more general case one may have:

$$m\ddot{x} + f_1(x,\dot{x})\cdot\dot{x} + f(x) = f_3(x,\dot{x},t); \quad \Leftrightarrow$$

$$F(x,\dot{x},\ddot{x},t) = m\ddot{x} + f_1(x,\dot{x})\cdot\dot{x} + f(x) -$$

$$- f_3(x,\dot{x},t) = 0, \quad \Leftrightarrow$$

$$dF = 0; \quad \Leftrightarrow \quad \frac{\partial F}{\partial t}\cdot dt +$$

$$+ \frac{\partial F}{\partial x}\cdot dx + \frac{\partial F}{\partial \dot{x}}\cdot d\dot{x} + \frac{\partial F}{\partial \ddot{x}}\cdot d\ddot{x} = 0, \quad \Leftrightarrow$$

$$\frac{\partial F}{\partial x} = k = \frac{-\frac{\partial F}{\partial t} - \frac{\partial F}{\partial \dot{x}}\cdot\ddot{x} - \frac{\partial F}{\partial \ddot{x}}\cdot\dddot{x}}{\dot{x}} =$$

$$= \frac{\frac{\partial f_3}{\partial t} - \frac{\partial F}{\partial \dot{x}}\cdot\ddot{x} - m\cdot\dddot{x}}{\dot{x}}. \tag{2}$$

So k is function of $(t, x, \dot{x}, \ddot{x}, \dddot{x})$.

The ideal position control inhibits any deviation of position against any deviation of force. That means k will be infinite in such a case. Naturally an integrator in the forward loop compensates the steady error and δx will be zero at infinite time. However, such function does not reflect in (2). On the other hand, the ideal force control inhibits any force deviation against any position deviation. Therefore, k is zero in the ideal force control. In the compliance control, there must be a relation between position and force. For instance, a virtual compliance control will have mechanical impedance computed in the controller according to the specified dynamics. Table I shows that k is a good parameter as an index which represents a target of motion.

Table I. stiffness as a Motion Index

target of motion	stiffness k
position	∞
compliant	finite
force	0

III. ROBUSTNESS OF MOTION CONTROL

A. Concept of Robustness

Various specifications for motion in industry require versatile ability in the controller. An efficient way to overcome this problem is to

divide the function of motion control into two parts. Control flexibility is suitably realized in the motion reference generator since a kind of intelligence is indispensable in this part. It is necessary to track the motion reference accurately in the motion control part. The more intelligent a motion reference generator becomes, the more robust a motion controller should be. This is a kind of master-slave structure.

There is an interpretation on robustness of motion controller, which makes the conception visible in mind. Suppose the moving body whose position is controlled along the predetermined path. Such a rigid body should knock down or break any obstacles on the path and go forward to the end of path, if a motion controller is ideally robust. So-called obstacle avoidance issue is solved in the motion reference generator by synthesizing an appropriate reference of trajectory. The robustness of the motion controller assures to the utmost the "high-fidelity" to the input reference.

B. Actuation

The dynamical equation is excited by input force. Most of mechatronic systems adopt electrical actuator for the purpose. Fig.1 shows a typical electric drive system. Most of power converters use switching devices for power control. The regulation of torque highly depends on the switching frequency. Since the recent power converter uses IGBT's, FET's, and so on, for fast switching, the current feedback includes high gain inside the feedback loop and the torque current follows the current reference with delay of less than from 50 ms to 1 ms. The torque itself is produced by electromagnetic interference of current and magnetic flux.

There are three types of the interference as shown in table II. The stepping motor, which is nit in Table II, is widely used for simple positioning. It has a similar characteristic of synchronous motor, however, it generates high torque ripple and is not appropriate for fine and smooth motion. Each motor in Table II generates torque current by field. The field and the torque current is controlled to be orthogonal to each other [8]. Then by integrating all the torque par small piece of surface of rotor, the total generated torque T_m is given simply as:

$$T_m = K_t \cdot I_a . \tag{3}$$

K_t is a function of flux and expanded in Fourier series and is called a torque coefficient. I_a is torque current. Fast switching devices make the power converter with feedback of torque current as a virtual current converter. In most cases, it is possible to regard I_a as I_a^{ref} (torque current reference). As a result, this chapter concludes that the actuation is schematically represented in Fig. 2.

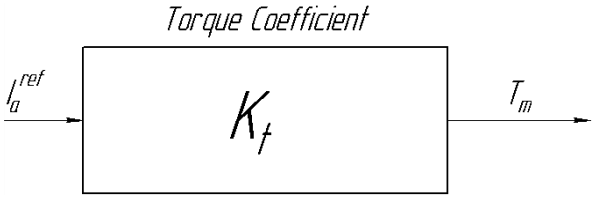


Fig. 2. Block diagram of actuator

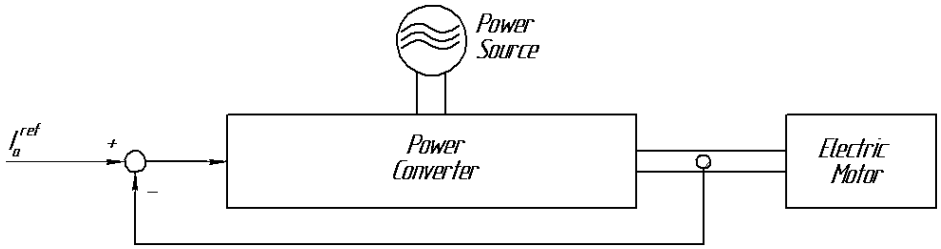


Fig. 1. Typical electric drive system

Table II. Typical Electric Actuators

motor field / or torque	dc motor	induction motor	synchronous motor
field	permanent magnet	field current by vector control	rotating permanent magnet with field orientation
torque	dc current	torque current by vector control	ac current with orientation

C. Disturbance

It is necessary to define the equivalent disturbance in order to consider the robust control of motion actuated by electric motor. The explanation and the interpretation of robustness and stiffness in motion control lead to definition of disturbance. The general definition for single-input and single-output (SISO) linear system is discussed. Such system has the following transfer function between input U(s), $s \equiv d/dt$ and output Y(s):

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = K \times \times \frac{(C_m \cdot S^m + C_{m-1} \cdot S^{m-1} + ... + C_2 \cdot S + C_1)}{(S^n + a_n \cdot S^{n-1} + a_{n-1} \cdot S^{n-2} + ... + a_2 \cdot S + a_1)}. \quad (4)$$

Here y(t)is output variable and u(t) is input variable. Of the disturbance d(t) is additive in the input side, the system is represented in the following state equation:

$$\dot{\vec{x}} = A \cdot \vec{x} + \vec{b} \cdot u + \vec{e} \cdot d, \quad \vec{y} = c \cdot \vec{x}. \quad (5)$$

Here $x^T = [x_1, x_2, ..., x_n]$, $b^T = [0,0,...,0,K]$, $e^T = [0,0,...,0,1]$, $c = [c_1, c_2, ..., c_m, 0, ..., 0]$,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & ... & 0 \\ 0 & 0 & 1 & ... & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & ... & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & ... & 1 \\ -a_1 & -a_2 & -a_3 & ... & -a_n \end{bmatrix}.$$

$\vec{x}$ is a state vector, A is a system matrix, $\vec{b}$ is a distribution vector of input, $\vec{e}$ is a distribution vector of disturbance, and $\vec{c}$ is an observation column vector, T is is a symbol of transponation. Equation (5) is represented in Fig. 3.

The parameter variation and the disturbance should not give any significant effect to output in robust control. At first, the parameter variation is evaluated. Suppose that the variation of system matrix A and the distribution vector $\vec{b}$ is additive to the nominal state denoted by lower suffix$_0$:

$$A = A_0 + \Delta A, \quad \vec{b} = \vec{b}_0 + \Delta\vec{b}_0. \quad (6)$$

ΔA is variation of A and $\Delta\vec{b}$ is a variation of $\vec{b}$. The variation of dynamic matrix A is the same to the variation of the coefficients of the characteristic equation of (4). An extended disturbance is defined by modification of (5):

$$\dot{\vec{x}} = (A_0 + \Delta A) \cdot \vec{x} + (\vec{b}_0 + \Delta\vec{b}) \cdot u + \vec{e} \cdot d = A_0 \cdot \vec{x} + \vec{b}_0 \cdot u + (\Delta A \cdot \vec{x} + \Delta b \cdot u + \vec{e} \cdot d). \quad (7)$$

The third term in the right side is an extended disturbance defined to have the dimension of torque or force:

$$\tilde{d} = d + \vec{e}^T \cdot (\Delta A \cdot \vec{x} + \Delta\vec{b} \cdot u). \quad (8)$$

By introduction of the extended disturbance, (5) is transformed to (9):

$$\dot{\vec{x}} = A_0 \cdot \vec{x} + \vec{b}_0 \cdot u + \vec{e} \cdot d, \quad \vec{y} = c \cdot \vec{x}. \quad (9)$$

A. Estimation of Disturbance and Acquisition of Robustness

There are various proposals to estimate the disturbance. The chapter introduces a disturbance observes. Since the extended disturbance is the function of time, it is approximated by polynomials of (p-1) order [9]. Then (10) holds:

$$\frac{d^{(p)}(\tilde{d})}{dt^p} = 0. \quad (10)$$

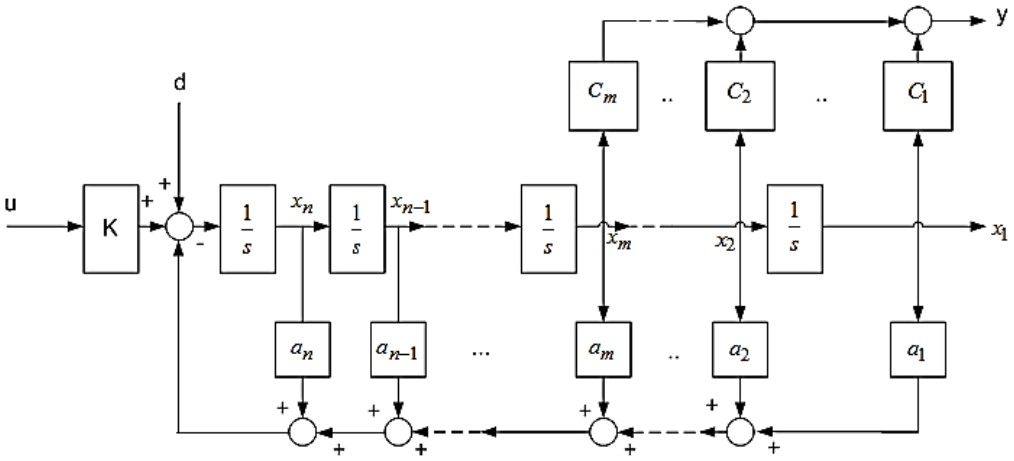


Fig. 3. Companion form of linear system

By punting (10) into (9), an augmented equation is obtained:

$$\dot{\tilde{\vec{x}}} = \tilde{A}_0 \cdot \tilde{\vec{x}} + \tilde{\vec{b}}_0 \cdot u, \quad \vec{y} = \tilde{\vec{c}}_0 \cdot \tilde{\vec{x}}. \qquad (11)$$

Here, the order of matrix is (n+p) and $\tilde{\vec{x}}$ is as follows:

$$\tilde{\vec{x}}^T = \left[x_1, x_2, ..., x_n, \tilde{d}, \dot{\tilde{d}}, \ddot{\tilde{d}}, ..., \tilde{d}^{(p-1)} \right].$$

$\tilde{A}_0, \tilde{\vec{b}}_0, \tilde{\vec{c}}_0$ are as follows:

$$\tilde{A}_0 = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & ... & 0 & 0 & 0 & ... & 0 \\ 0 & 0 & 1 & ... & 0 & 0 & 0 & \vdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & 0 & \vdots & 0 \\ & & & & & & 0 & & 0 \\ 0 & 0 & 0 & ... & 1 & 0 & 0 & \vdots & 0 \\ -a_{01} & -a_{02} & -a_{03} & ... & -a_n & 1 & 0 & \vdots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & ... & 0 & 0 & 0 & \vdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & ... & 0 & 0 & 0 & ... & \end{bmatrix}}_{(n+p)}$$

$$\tilde{\vec{b}}^T = \underbrace{[0,0,...0, K_0, 0, ..., .0]}_{(n+p)},$$

$$\tilde{\vec{c}}_0 = \underbrace{[c_1, c_2, ..., c_m, 0, ..., 0]}_{(n+p)}.$$

In (11), an equivalent disturbance defined by (8) seems a state variable. Clearly the system is uncontrollable, however, is observable. It is possible to construct an observer which estimates state variables. The minimum order of observer is, therefore, (n+p-m). Gopinath's method is a systematic way to construct such an observer [10]. Once $\tilde{d}$ is estimated as $\hat{\tilde{d}}$, the input will be sum of two parts:

$$u = u^{ref} + u^{dis}. \qquad (12)$$

The first term in the right side is a driving input to excite the system. The second term is a compensation to suppress the equivalent disturbance and the system acquires robustness. To cancel the equivalent disturbance, the compensation input is made by using the estimated equivalent disturbance:

$$u^{dis} = -(\vec{b}_0^T \cdot \vec{b}_0)^{-1} \cdot \vec{b}_0^T \cdot \vec{e} \cdot \hat{\tilde{d}} = -\frac{1}{K_0} \cdot \hat{\tilde{d}}. \qquad (13)$$

Since $\hat{\tilde{d}}$ will be delayed by the lag poles in the dis turbance observer, the compensation of the equivalent disturbance will be also delayed by the same amount. It is possible to design such delay as small as possible not to make robust stability deteriorate. The compensation input u^{dis} will change the original system into the nominal system without any disturbance.

Fig. 4 visualizes a schematic diagram of the total system including the disturbance observer. It is noted that the design of u^{ref} comes from the motion reference generator.

Generally total controller will have cascade of the outer loop to bring the desired output and the inner loop by disturbance observer. The former will be a nest of the latter as shown in Fig. 5.

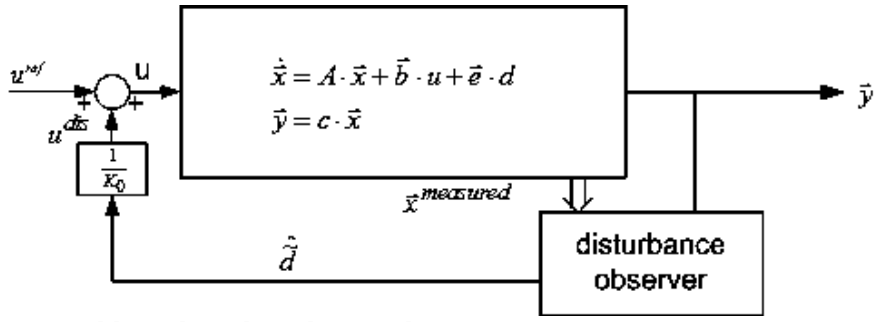


Fig. 4. Robust control based on disturbance observer

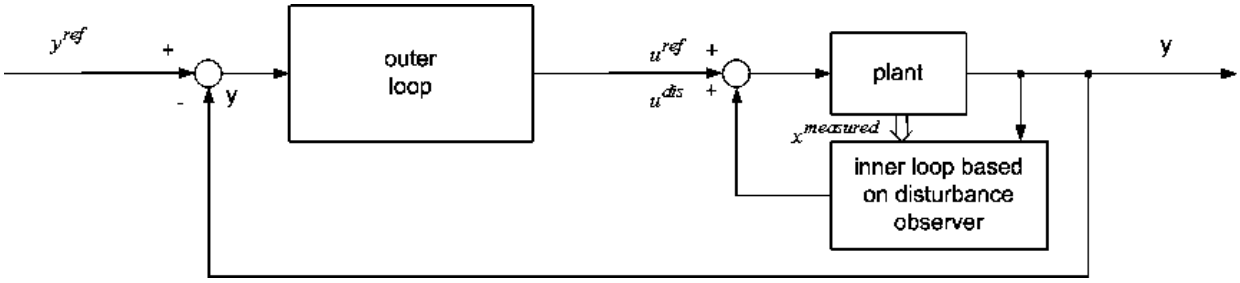


Fig. 5. Total system with robust control

B. Robust Motion Controller

The previous design method is applied to the motion system described by (14):

$$I \cdot \frac{dw}{dt} = K_t \cdot I_a^{ref} - T_l . \tag{14}$$

Here I – inertia, K_t – torque coefficient of electric motor; T_l – load torque, w – rotation's frequency. The disturbance is load torque. The parameter variations are the change of inertia and the change of torque constant of motor. The output is position detected by position detector. The equivalent disturbance defined by (8) is:

$$\tilde{d} = -\frac{T_l}{I} + \left(\frac{K_t}{I} - \frac{K_{to}}{I_0} \right) \cdot I_a^{ref} . \tag{15}$$

Suppose first derivative of $\tilde{d}$ is zero. Augmented state equation corresponding to (11) is:

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} \theta \\ \omega \\ \tilde{d} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \theta \\ \omega \\ \tilde{d} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ K_{to} / I_0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot I_a^{ref} . \tag{16}$$

Here θ is an angle (motor's position).

By Gopinath's method, the following estimation process is obtained:

$$\hat{\tilde{d}} = k_1 \cdot \theta + z_1 .$$

z_1 should satisfy (17), where k_1 and k_2 are free parameters:

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -k_1 \\ 1 & -k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -k_1 \cdot k_2 \cdot \theta \\ (k_1 - k_2^2) \cdot \theta + \dfrac{K_{to}}{I_0} \cdot I_a^{ref} \end{bmatrix} . \tag{17}$$

Equation (16) and (17) lead (18):

$$\hat{\tilde{d}} = \frac{k_1}{(s^2 + k_2 \cdot S + k_1)} \cdot \left(s^2 \cdot \theta - \frac{K_{to}}{I_0} \cdot I_a^{ref} \right) = \frac{k_1}{(s^2 + k_2 \cdot S + k_1)} \cdot \tilde{d} . \tag{18}$$

Two poles of the observer are α and β, which are arbitrarily allocated in the complex plan. They satisfy (19):

$$\begin{cases} \alpha + \beta = -k_2, \\ \alpha \cdot \beta = k_1. \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} \alpha = -\dfrac{k_2}{2} + \sqrt{\dfrac{k_2^2}{4} - k_1}, \\ \beta = -\dfrac{k_2}{2} - \sqrt{\dfrac{k_2^2}{4} - k_1}, \end{cases}$$

$$\frac{k_2^2}{4} - k_1 < 0 \Leftrightarrow \begin{cases} \alpha = -\dfrac{k_2}{2} + i \cdot \sqrt{k_1 - \dfrac{k_2^2}{4}}, \\ \beta = -\dfrac{k_2}{2} - i \cdot \sqrt{k_1 - \dfrac{k_2^2}{4}}, \end{cases} \tag{19}$$

$i^2 = -1.$

It is worthwhile reconsidering (14). The parameters in (14) are the inertia and the torque coefficient. The inertia will change according to the mechanical configuration of motion system. The torque coefficient will vary according to the rotor position of electric motor due to irregular distribution of magnetic flux on the surface of rotor:

$$I = I_o + \Delta I , \tag{20}$$

$$K_t = K_{to} + \Delta K_t . \tag{21}$$

By substituting (20) and (21) into (14), (22) holds:

$$I_0 \cdot \frac{d\omega}{dt} = K_{to} \cdot I_a^{ref} - (T_l + \Delta I \cdot \frac{d\omega}{dt} - \Delta K_t \cdot I_a^{ref}) . \tag{22}$$

The second term of (22) is the disturbance torque T_{dis}:

$$T_{dis} \equiv T_l + \Delta I \cdot \frac{d\omega}{dt} - \Delta K_t \cdot I_a . \tag{23}$$

Comparing (14), (15) and (23), the following equation holds:

$$T_{dis} = I_0 \cdot (-\tilde{d}) . \tag{24}$$

T_{dis} contains: 1) mechanical load (=T_l); 2) varied self-inertia torque $\left[= \Delta I \cdot \left(d\omega / dt \right) \right]$; 3) torque ripple from motor $\left(= \Delta K_t \cdot I_a \right)$.

The robust motion controller is designed to cancel the disturbance torque as quickly as possible.

The estimated disturbance torque is obtained from the position θ and the current reference as shown in Fig. 6. According to the result of (12) and (13), compensation input is as follows:

$$I^{dis} = -\frac{I_0}{K_{to}} \cdot \hat{\tilde{d}} = \frac{1}{K_{to}} \cdot \hat{T}_{dis} . \tag{25}$$

Robust motion controller has the schematic block diagram as shown in Fig. 7. There exists an integrator with high gain equivalently in the forward path as shown in Fig. 8. Therefore, the robust motion controller eliminates steady state error.

Equation (18) shows that the disturbance is estimated through low-pass filter. Generally, there is such a low-pass filter in the observer structure. The poles of the observer determines the delay of the low-pass filter $G_T(s)$. $G_T(s)$ gives a certain effect to the control performance. Fig. 6 is also transformed into Fig. 9. Fig. 9

transformed from Fig. 6 clarifies the feedback effect of the disturbance. If there no delay in the estimation process, the disturbance is completely canceled out. In fact, since there is definitely some time delay in the estimation process, the controlled system is not robust in high frequency range determined by $(1-G_T(s))=G_S(s)$. $G_s(s)$ is called a sensitivity function which shows a performance limit of robust control in high frequency range. In most of low frequency area covered by $G_T(s)$, the motion system is robust.

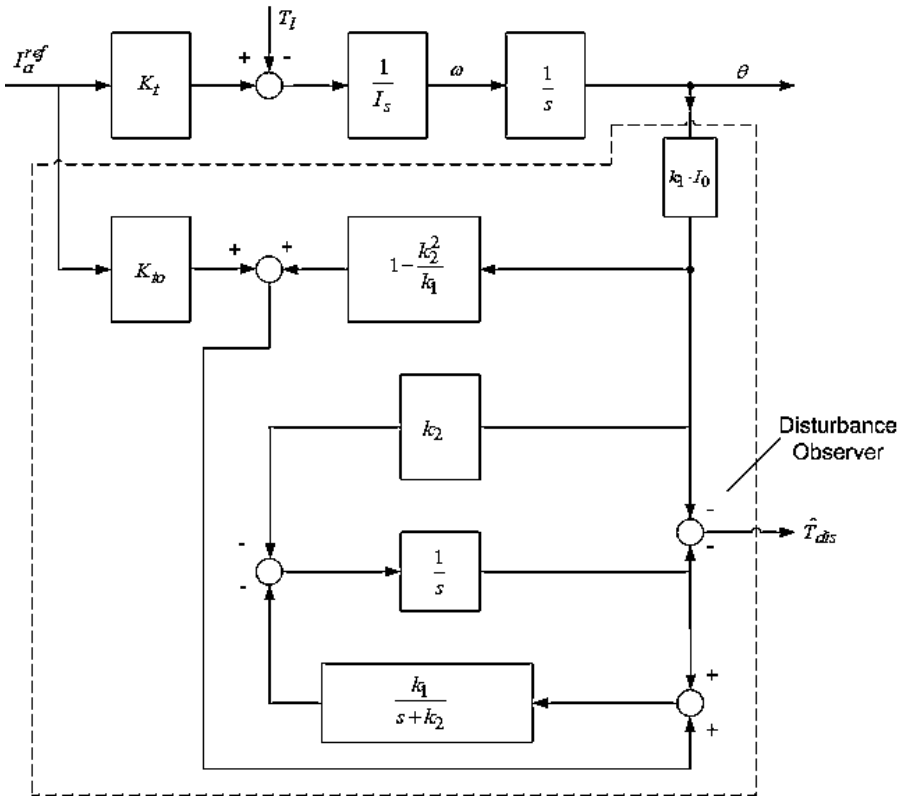


Fig. 6. Disturbance observer in motion system

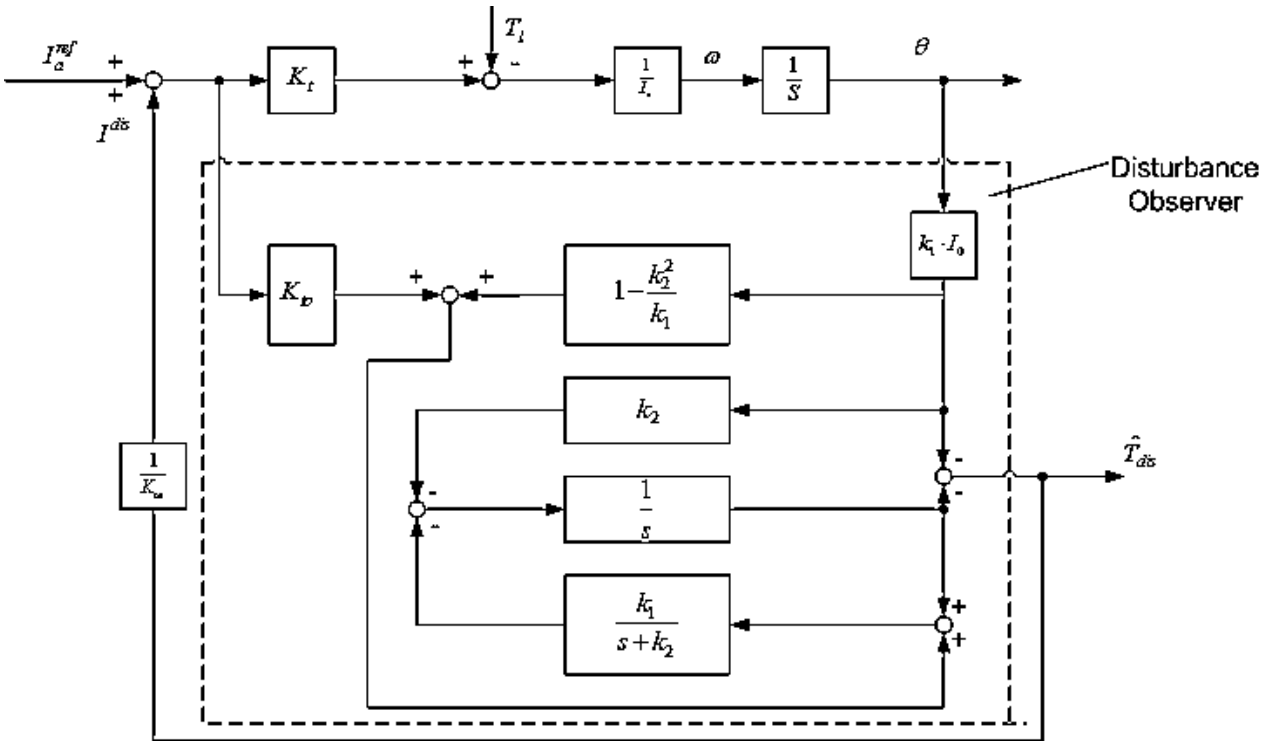


Fig. 7. Robust motion controller

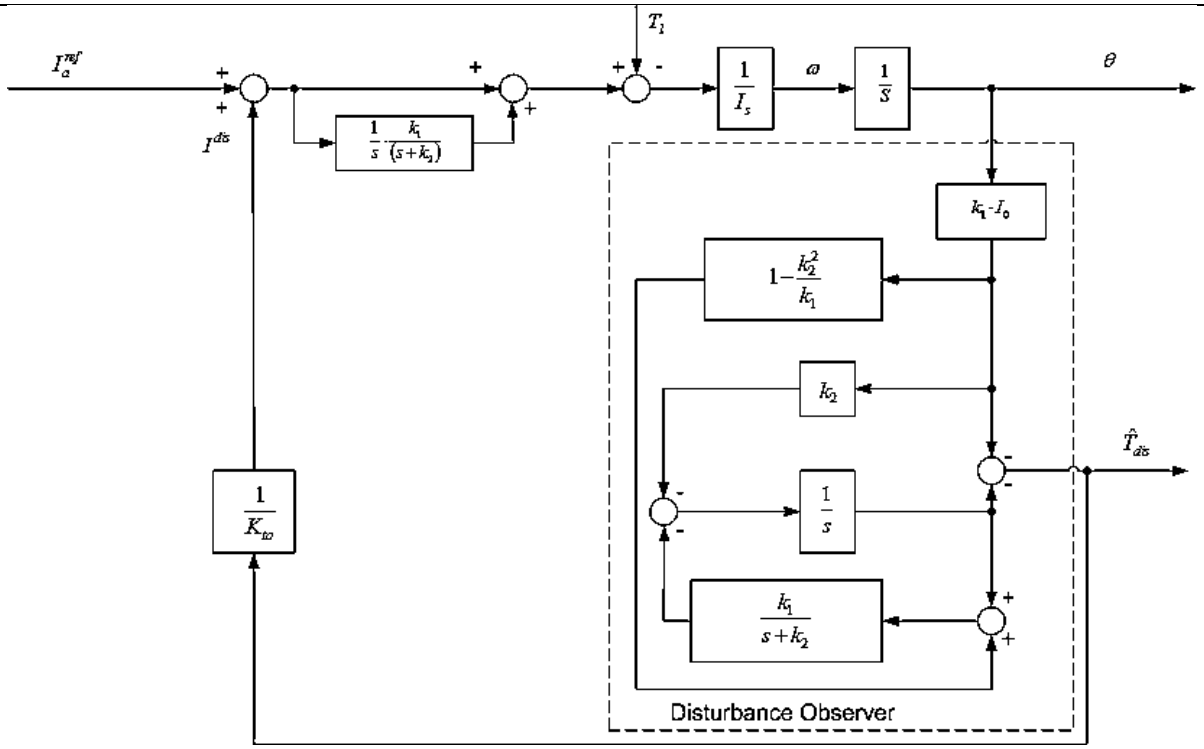


Fig. 8. Equivalent block diagram of Fig. 7

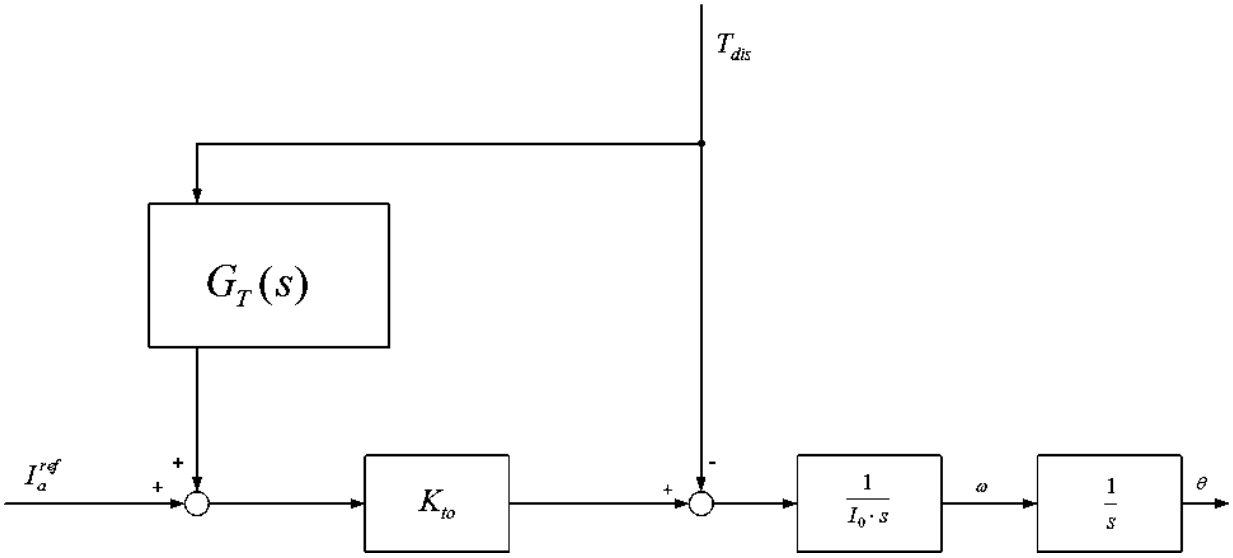


Fig. 9. Robust motion controller as acceleration controller

Fig. 9 shows another interpretation. It is possible to select nominal inertia and nominal torque coefficient as unity. This case shows that a current reference is also an acceleration reference. The chapter reaches a result that robust motion controller makes motion system to be an acceleration control system. The result implies a versatility of robust motion controller for both position and force control. If position signal is fed back, a high gain feedback in the robust controller makes stiffness very high. On the contrary, only pure force error feedback makes total stiffness zero since is no gain to the position.

IV. POSITION CONTROL AND FORCE CONTROL OF MECHANICAL SYSTEMS

A. Position Control

Positioning is one of the important application in motion control. There are two kinds of industry requirements to the positioning:

1) PTP path (point-To-Point Path);
2) CP path (Continuous Path).

The trapezoidal profile of speed reference is used for PTP path tracking. During acceleration and deceleration, the period of constant acceleration is controlled to attain maximum speed.

As to CP tracking, a trajectory of motion is predetermined and it is possible to know the several steps ahead at any time. If the motion reference generator knows two steps ahead, the velocity and the acceleration reference are calculated as well as position reference. The robust motion controller makes the motion system an acceleration controller as shown in Fig. 10 with unity gain for nominal inertia and torque coefficient [11]. p is an equivalent acceleration to the disturbance:

$$p = I_0^{ref} \cdot G_s(s) \cdot T_{dis}. \quad (26)$$

Fig.10 has two unstable poles at origin. One simple way to stabilize the system is state feedback, i.e., position and velocity feedback as shown in Fig. 11. Two poles will be allocated arbitrarily in the left complex plane. The transfer function $P_m(s)$ from acceleration reference to position is:

$$P_m(s) = \frac{1}{s^2 + K_v \cdot s + K_p}. \quad (27)$$

To recover the delay due to $P_m(s)$, inverse system is placed in front of $P_m(s)$:

$$P_m^{-1}(s) = s^2 + K_v \cdot s + K_p. \quad (28)$$

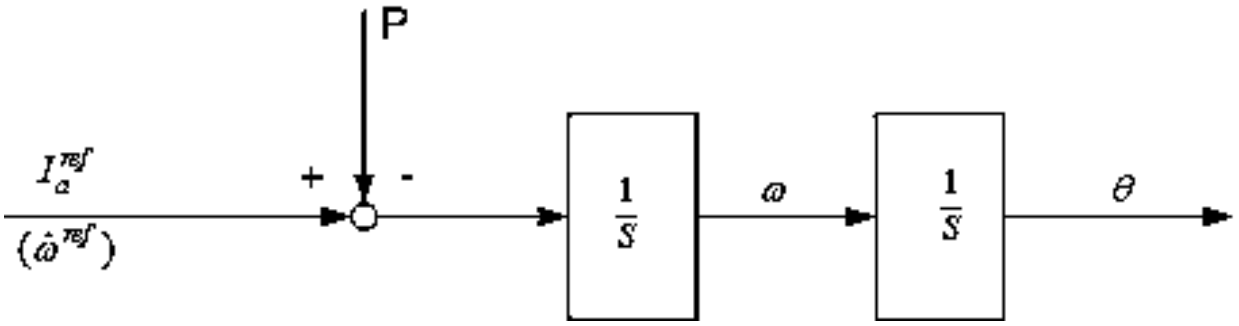


Fig. 10. Acceleration controller

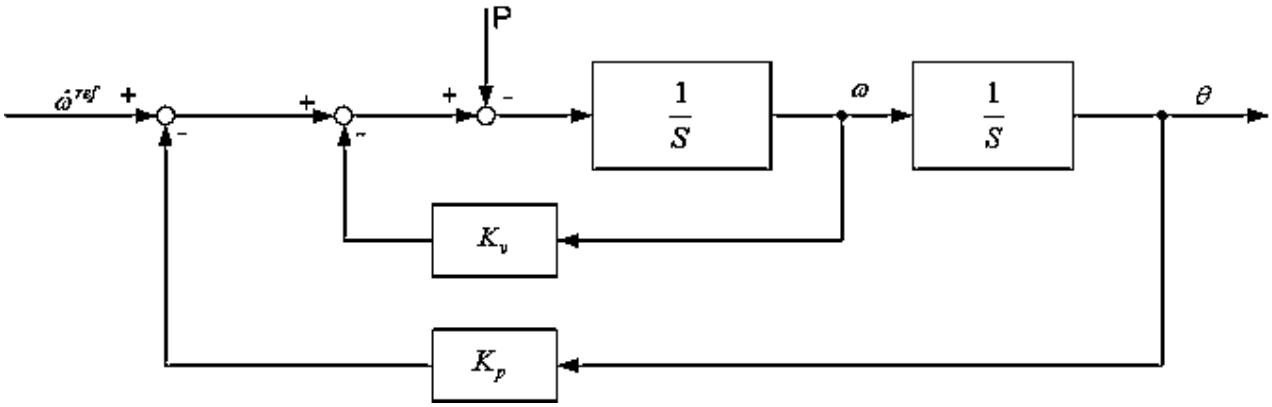


Fig. 11. State feedback in acceleration controller

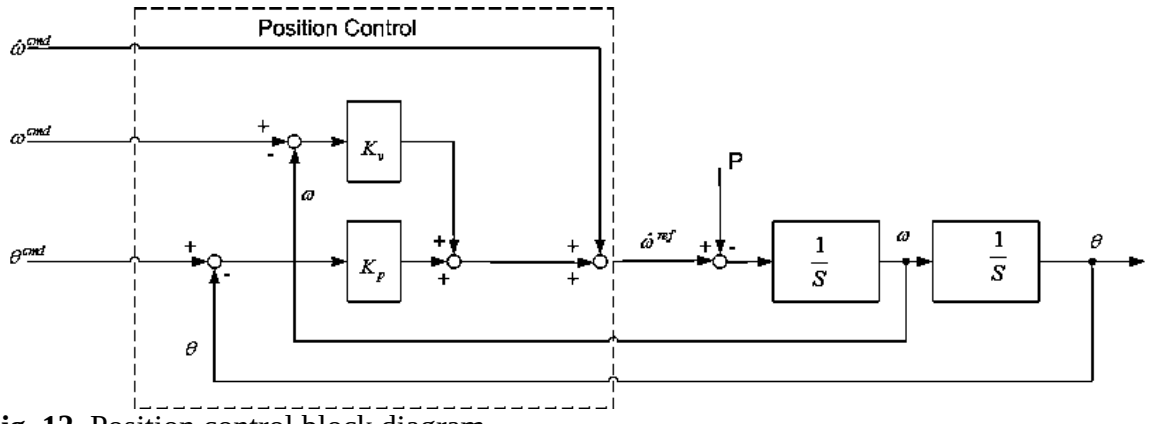


Fig. 12. Position control block diagram

Since the input of $P_m^{-1}(s)$ is position reference θ^{ref}, which will have first and second derivatives as the any place of predetermined trajectory, CP tracking control is constructed as shown in Fig. 12 by combination of (27), (28), and Fig. 11.

The transfer function from θ^{cmd} to θ is as follows:

$$\theta = \theta^{cmd} - \frac{p}{s^2 + K_v \cdot s + K_p}. \qquad (29)$$

The second term of right side is an error due to disturbance. Most of them is suppressed in robust control part and the little remained error is attenuated by the velocity and position feedback. It is noted that the forward gain from position command to position is unity.

B. Force Control

In the agriculture industry, the current control feedback in Fig. 1 has been widely used as a torque control. This loop has only a function to make a power converter to be controlled current source as previously mentioned. The target of force control is a control of force at the end-effector accurately. The robustness of the force control system is also required. Therefore, Fig. 10 is also a basis for force control and there should not be high forward gain to position in order to keep stiffness k as low as possible. If the force sensor is ideal, there would be no forward gain for the position and zero stiffness is attained. However, very small deviation proportional to the imposed force could exist in the force sensor and the robustness will be suffered.

There are two categories for force control: 1) noncontact motion; 2) contact motion.

In noncontact motion, a force control is substantially an acceleration control. And end-effector moves along force reference until it collides with a fixed environment.

In contact motion as shown in Fig. 13, there will be a force sensor between the end-effector and the control object. The sensor will detect very small deviation proportional to the imposed force. Then at that moment, a mechanical loop including environment is set up as shown in Fig. 13, where k_e is stiffness of sensor and environment, d_e is viscosity of environment, and K_f is a forward gain.

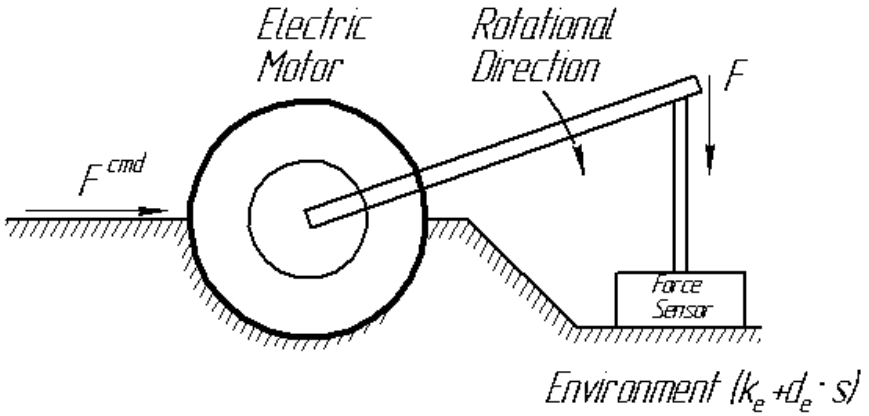


Fig. 13. Mechanical loop for contact task

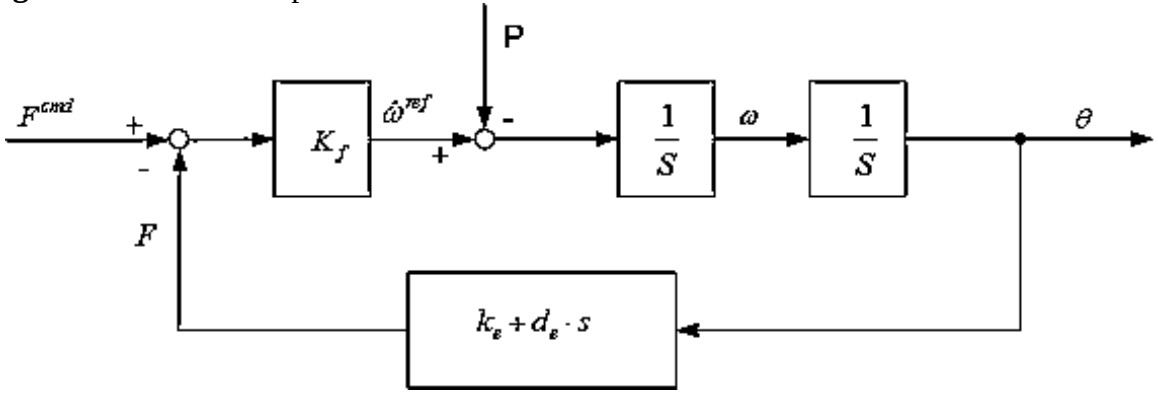


Fig. 14. Block diagram of force control (I)

Fig. 14 shows that the system is oscillatory with natural angular frequency of $\sqrt{K_f \cdot k_e}$, when the damping of environment d_e is very small. Once the end-effector touches the environment, a closed loop in Fig. 14 is completed. Then the system is oscillatory and the end-effector is repulsed from the environment. When the end-effector separates from the environment, the closed loop in Fig. 14 is eliminated. Again the end-effector is stable, approaches the environment, and touches it again. This process repeats over and over. This hunting phenomena is overcome by adding damping loop as shown in Fig. 15. Generally it is difficult to know the stiffness and the damping of the environment a priori. An inserted forward gain K_f should be chosen so that the total system is stabilizable. The transfer function from the equivalent disturbance acceleration (-p) to the position is as follows:

$$\frac{\theta}{(-p)} = \frac{1}{s^2 + \left(K_f \cdot (K_v + d_e) \cdot s\right) + K_f \cdot k_e}. \qquad (30)$$

A virtual stiffness k_f is determined as follows:

$$k_f = \frac{\partial(-p)}{\partial\theta} = K_f \cdot k_e. \qquad (31)$$

This gives a performance limit of force control due to the very small displacement to measure the force. When the force control approaches to the ideal one by reducing stiffness, the response will be slow.

C. Impedance Control

The stiffness of the system is modified to have a specified mechanical impedance. In this case, position and force signal are used to generate acceleration reference based on the specified impedance. Fig. 16 shows an example of such impedance control system. In Fig. 16, the stiffness corresponding to the virtual spring coefficient, the artificial damping and the equivalent mass realize a mechanical impedance.

It is noted that if the gain of the position is zero, the impedance control becomes the force control. The zero gain of the force is the same as the position control. It is possible to turn continuously the motion control to both the position control and the force control by adjusting the control gains in impedance control. In other words, the impedance control is the general form of motion control [12].

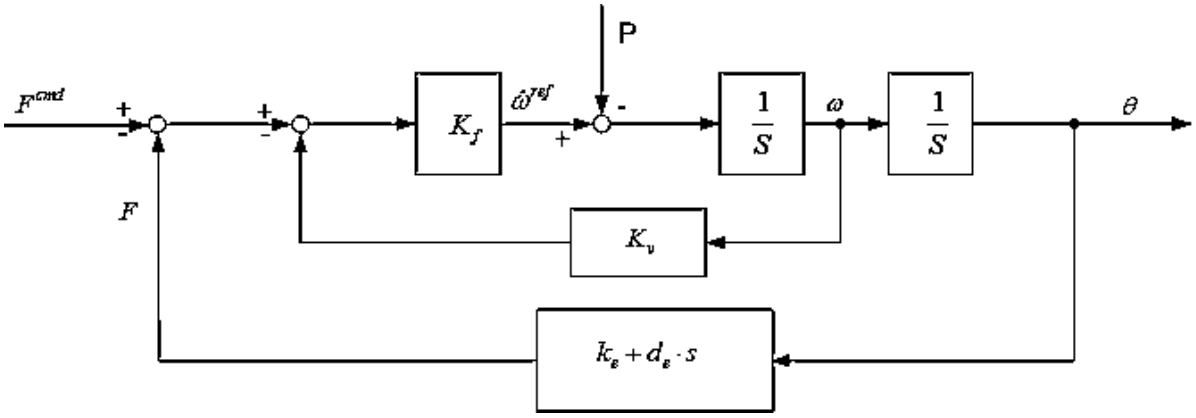


Fig. 15. Block diagram of force control (II)

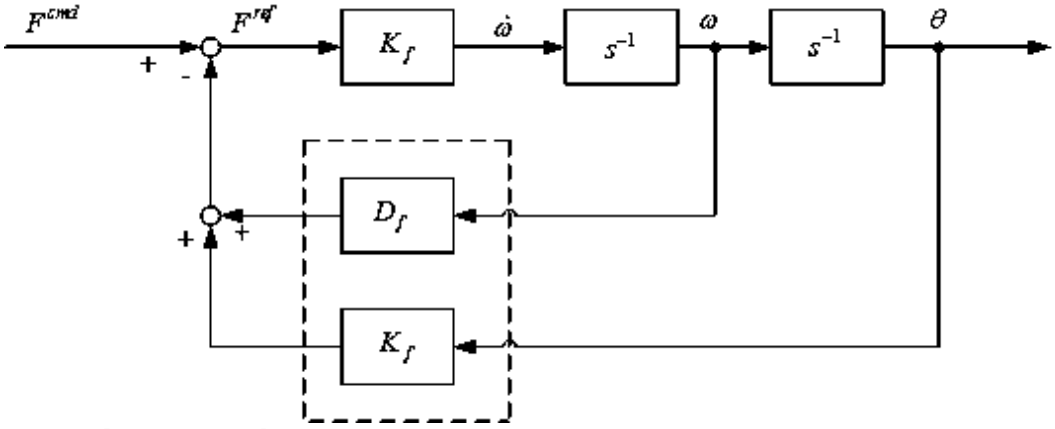


Fig. 16. Impedance control

CONCLUSIONS

1. The paper intends to give a tutorial of motion control technology in mechatronics' systems of agricultural machines. The robustness of the motion control makes such systems more flexible. The stiffness of the motion, which correspond with the forward gain of the position, is defined to be a good index of robustness. The motion controller acquires robustness by estimating disturbance. Position control and force control are also discussed in relation to the robustness and the stiffness. The robustness and the identification is both sides of a motion control each other.

2. The estimated disturbance includes reacting force from the environment. The information is used for estimation of mechanical parameters.

3. The further development, particularly in the connection of controller of motion, an antivibration control, intelligence in the reference generator, will be expected.

REFERENCES

1. Yaskava Electric Co., 2001. Registered Trade Mark no. 46-32713. – 71.

2. Ohmishi K., 2009. Ed., in Proc. Int. Workshop on Advanced Motion Control, Yokohama, April. – 190.

3. De Carli A., 2012. Ed, in Preprints, IFAC Workshop on Motion Control. Intell. Automat., Perugia, October. – 12.

4. Okuma S., Ed., 2002. in Proc. 2nd Int. Workshop on Advanced Motion Control, Nagoya, March. – 19.

5. Kazerooni H., Hore Y., 2004. Eds., in Proc. 3rd Int. Workshop on Advanced Motion Control, Berkeley, March. – 14.

6. Pfeiffer F., Branderburg G. 2005. Eds., in Proc. 3rd IFAC Workshop on Motion Control, Munich, October. – 20.

7. Ohnishi K. et al., Eds., J. Robot. 2013. Soc. Jpn., Special Issue on Advanced Motion Control, vol. 11, no. 4. – 120.

8. Leonhard W., 2005. Control of Electrical Drives. Berlin. Springer-Verlag. – 220.

9. Meditch J. 2014. Observers for systems with unknown and inaccessible input / J. Meditch, G.H. Hostetter//Int. J. Contr. – Vol. 16. – No. 3. – 473–480.

10. Gopinath B. 2011. On the control of linear multiple input-output systems / B. Gopinath // Bell System Tech J. – Vol. 50. – No. 3. – 1063–1081.

11. Luh J. 2010. Rsorved – acceleration control of mechanical manipulators / J. Luh , M. Walker, R. Paul//IEEE Trams. Automat. Contr. – Vol. 28. – No. 3. – 468–474.

12. Khatib O. A. 2007. Unifed approach for motion and force control of robotic manipulators / O. Khatib//IEEE J. Robot., automat. – Vol. RA-3. – No. 1. – 43–53.

13. Auslander D.M. 2006. What is Mechatronics? / D.M. Auslander // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. – No. 1. – 5–9.

14. Kyura N. 2006. Mechatronics – An Industrial Perspective / N. Kyura, H. Oho // IEEE/ASME Transactions on mechatronics. – Vol. 1. – No. 1. – 10–15.

15. Isermann R. 2006. Modeling and Design Methodology for Mechatronics Systems / R. Isermann // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. – No. 1. – 16–37.

16. Yoncef-Tonmi K. 2006. Modeling, Design, and Control Integration. A Necessary Step in Mechatronics / K. Yoncef-Tonmi // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. No. 1. – 29–37.

17. Karnopp D.C. 2008. System Dynamics. A Unified Approach / D.C. Karnopp, R. Rosenberg. – New York. Wiley. – 400.

18. Paynter H.M. 2006. Analysis and Design of Engineering Systems / H.M. Paynter. – Cambrdge, MA MIT press. – 400.

19. Sharon A. 2011. Controller design in the Physical domain / A. Sharon, N. Hogan, D.E. Hardt // J. Franklin Inst. – Vol. 328. – No. 5/6. – 697–721.

20. Ohara T. 2005. Real-time subnanometer position sensing with long measurement range / T. Ohara, K. Yonsef-Tonmi // IEEE Int. Conf. Robot., Automat. – May. – 140.

21. Buss m. 2006. Intelligent Control for Human-Machine Systems / M. Buss, Hashimoto H. // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. – No. 1 – 50–55.

22. Kaufmann H. 2014. Direct Adaptive Control Algorithms – Theory and Applications / H. Kaufmann, I Bar-Kana, K. Sobel. – New York. Springer-Verlag. – 320.

23. Sastry S. 2009. Adaptive Control / S. Sastry, M. Bodson. – Englewood Cliffs, NI. Prentice-Hall. – 370.

24. Ishihara H. 2006. Micro Mechatronics and Micro Actuators / H. Ishihara, F. Arai, T. Fukn-da // IEEE/ASME Transactions on Mechatron-ics. – Vol. 1. – No. 1. – 68–79.

25. Schweitzer G. 2006. Mechatronics for the Design of Human-Oriented Machines / G. Schweitzer // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. – No. 2. – 120–126.

26. Hirzinger G. 2006. Mechatronics for a New Robot Generation / G. Hirzinger // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – Vol. 1. – No. 2. – 149–167.

27. Chovnjuk Ju. 2011. Utochnena dynamichna model' ruhu vizka z vantazhem na gnuchkomu pidvisi . Ju. Chovnjuk // MOTROL. – Vol. 13B. – 130–137.

28. Lovejkin V.S. 2014. Analiz dinamicheskih nagruzok v kanatah podjemnyh kranov metodom vremennyh splajnov / V.S. Lovejkin, Ju.V. Chovnjuk, P. Lymar // MOTROL. – Vol. 16. – No 3. – 12–18.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОТВАЛА ПЛУГА С ЛИНЕЙЧАТОЙ ПОВЕРХНОСТИ ПО ЗАДАННОЙ ГЕОДЕЗИЧЕСКОЙ ЛИНИИ – ПРЕДЕЛЬНОЙ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ПЛАСТА

Сергей Пилипака[1], Ярослав Кремец[1], Татьяна Кресан[2]

[1]Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]ОП НУБиП Украины "Нежинский агротехнический институт"
Ул. Шевченка, 10, г. Нежин, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Sergey Pylypaka[1], Yaroslav Kremetz[1], Tatyana Kresan[2]

[1]National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. . E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]IS NULES of Ukraine "Nizhyn Agrotechnical Institute"
Str. Shevchenko, 10, Nizhin,Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Рассмотрено конструирование линейчатой поверхности по заданной пространственной кривой, которая является геодезической линией этой поверхности. Развертывающаяся поверхность, которая может быть построена единственным образом, находится как огибающая однопараметрического множества спрямляющих плоскостей заданной пространственной кривой. Другие линейчатые поверхности строятся при помощи теории внутренней геометрии. Приведены примеры разных линейчатых поверхностей, для которых геодезической кривой является цилиндрическая линия. Проектирование отвала с неразвертывающейся поверхности предполагает множество решений с привлечением аппарата внутренней геометрии и выбором закономерности расположения прямолинейных образующих вдоль направляющей геодезической линии. Выбор самой закономерности является объектом дальнейших исследований.

Ключевые слова: плуг, отвал, линейчатая поверхность, граничная траектория, геодезическая линия, лобовой контур.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Работа плуга зависит от типа отвала, который на нем установлен. От него зависит степень крошения, переворачивания, укладки пласта [1]. Отвал может быть изготовлен из развертывающейся либо неразвертывающейся поверхности. Если пласт упругий, пронизан корнями растений, то его движение по отвалу отличается от движения пласта с рыхлой почвы. Траекторию движения упругого пласта по поверхности отвала можно с некоторым приближением поравнять с движением бумажной полосы, если ее принудительно толкать на отвал в заданном направлении [2]. Траектория движения пласта будет отличаться от траектории бумажной полосы, поскольку под действием силы тяжести пласт будет отклоняться вниз по отвалу [3]. Таким образом, траекторию движения бумажной полосы (которая является геодезической линией поверхности) можно считать граничной траекторией движения пласта, которая может быть реальной для абсолютно упругой почвы. Можно задать желаемую граничную траекторию движения пласта и по ней строить поверхность отвала. В этом случае развертывающаяся поверхность строится единственным образом, а неразвертывающихся поверхностей можно построить множество.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Общепринятым методом проектирования отвалов плугов является графический метод, разработанный профессором Н.В. Щучкиным. Отвал проектируется из цилиндроидальной поверхности за заданной направля-

ющей плоской кривой (параболой или окружностью) и закономерностью расположения прямолинейных образующих, проходящих через направляющую кривую [4]. В монографии [5] профессор Л.В. Гячев предлагает за направляющую кривую брать пространственную кривую – предельную траекторию движения пласта по отвалу.

Много работ посвящено изучению движения почвы по отвалу. В простейших случаях рассматривается движение частицы по косому клину или же по наклонной плоскости [6, 7].

В трудах [8, 9] разыскивается траектория полосы при ее принудительном толкании по поверхности косого клина. Нахождение траектории частицы, движущейся по цилиндрической поверхности под действием сил подпора, рассмотрено в статье [10].

Проектирование рабочих органов, в том числе отвала плуга с применением вибрации рассмотрено в работах [11, 12].

Построение отвала плуга из развертывающейся поверхности по заданной геодезической линии, которая является верхней предельной траекторией движения пласта, рассмотрено в трудах [2, 13].

Автоматизации построения отвала плуга по методике профессора Н.В. Щучкина посвящена работа [14]. Исследование развертывающихся поверхностей применительно к проектированию отвалов плугов рассмотрено в статьях [15–17].

Нахождение геодезических линий на поверхностях составляет отдельное направление исследований.

Академик П.М. Василенко указывал на то, что в случае движения материальной точки по инерции вместо решения дифференциального уравнения движения точки для определения траектории этого движения можно воспользоваться решением дифференциального уравнения геодезической линии [18].

Геодезические линии на поверхности описываются дифференциальными уравнениями второго порядка, для решения которых нужно применять численные методы. Современные компьютерные технологии позволяют не только решать эти уравнения, но и визуализировать указанные линии на поверхностях [3, 19, 20].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является разработка способа проектирования отвала плуга с развертывающихся и неразвертывающихся линейчатых поверхностей за заданной геодезической линией – верхней граничной траекторией движения пласта.

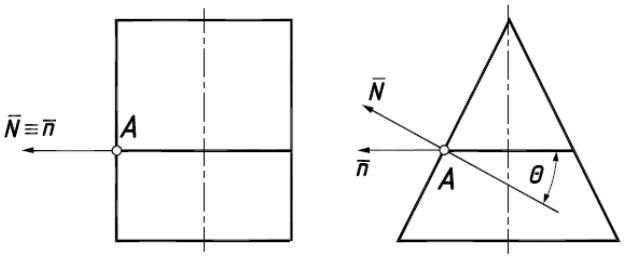
ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Реальная траектория движения пласта по отвалу близка к его геодезической линии не только для упругой почвы. Даже если почва рыхлая, но скорость вспашки высокая, то это тоже приближает траекторию к геодезической линии и чем выше скорость, тем меньшая разница между траекторией и геодезической линией [3]. Выбор пространственной кривой за основу проектирования отвала в качестве геодезической линии целесообразен с технологических соображений, поскольку дает возможность обеспечить необходимую траекторию движения пласта. Конструирование линейчатой поверхности за заданной геодезической линией имеет свои особенности для развертывающейся и неразвертывающейся поверхности. Рассмотрим конструирование развертывающейся поверхности.

Как уже говорилось, если задана кривая в качестве геодезической линии, то соответствующую развертывающуюся поверхность можно построить единственным образом. Например, для всех плоских кривых такими поверхностями будут цилиндры, для которых заданная кривая является ортогональным сечением. На развертке поверхности ее геодезические линии превращаются в прямые. Если на листе бумаги начертить прямые, выходящие из точки в разных направлениях, то после изгибания листа они превратятся в геодезические.

Мы будем строить развертывающуюся поверхность по заданной геодезической линии, основываясь на важном свойстве этих линий, а именно: в каждой точке геодезической линии главная нормаль $\bar{n}$ и нормаль к поверхности $\overline{N}$ совпадают. Это хорошо видно на примере окружности – геодезической линии цилиндра (рис. 1,а). Если взять окружность на поверхности конуса, то меж-

ду главной нормалью $\overline{n}$ окружности и нормалью к поверхности $\overline{N}$ в точке A существует угол θ (рис. 1,б). Таким образом, окружность на поверхности цилиндра является геодезической линией, а на поверхности конуса – нет. Очевидно, чем меньше угол θ, тем больше кривая на поверхности приближается к геодезической линии.



а б

Рис. 1. Фронтальные проекции поверхностей с окружностями, проходящими через точку A:

а) окружность является геодезической линией цилиндра,

б) окружность не является геодезической линией конуса

Fig. 1. Pprojections of surfaces with rounds passing through point A:

a) circle is geodetic line of cylinder,

б) circle isn't the geodetic line of cone

Если провести в точке A цилиндра касательную к нему плоскость, то нормальным вектором этой плоскости будет главная нормаль кривой. Таким образом, имея заданную плоскую или пространственную кривую, мы можем в каждой точке построить плоскость с главной нормалью к кривой в качестве нормального вектора $\overline{N}$ (рис. 2).

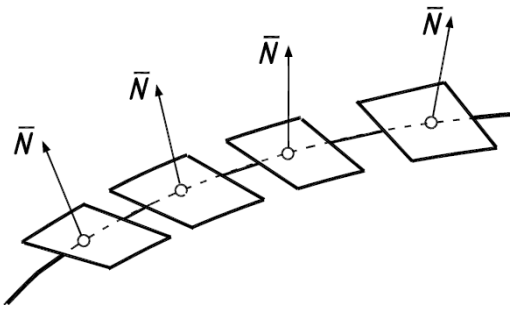
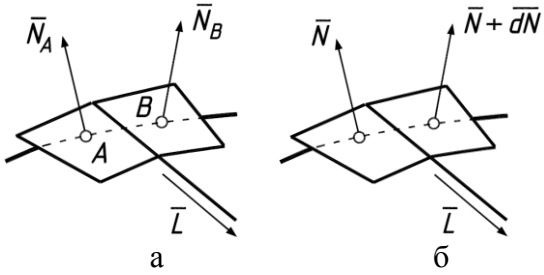


Рис. 2. Однопараметрическое множество плоскостей, построенное вдоль пространственной кривой

Fig. 2. One-parametre assemblage of planes built along space curve

Полученное однопараметрическое множество плоскостей будет огибать развертывающуюся поверхность, причем каждая плоскость будет касательной к этой поверхности. Это и будет искомая поверхность, для которой заданная пространственная кривая будет геодезической линией. Прямолинейные образующие этой поверхности являются результатом пересечения пар смежных бесконечно близких плоскостей множества. Пусть даны две плоскости с нормальными векторами в точках A и B кривой (рис. 3,а). Результатом пересечения плоскостей является прямая с направляющим вектором $\overline{L}$. Нормальные векторы плоскостей в точках A и B перпендикулярны каждый своей плоскости, следовательно, они перпендикулярны линии пересечения плоскостей. Поэтому вектор $\overline{L}$ перпендикулярен каждому нормальному вектору, значит, его можно найти как результат векторного умножения этих нормальных векторов.



а б

Рис. 3. Фронтальные проекции поверхностей с окружностями, проходящими через точку A:

а) окружность является геодезической линией цилиндра,

б) окружность не является геодезической линией конуса.

Fig. 3. Projections of surfaces with rounds passing through point A:

a) circle is geodetic line of cylinder,

б) circle isn't the geodetic line of cone

Теперь возьмем в качестве двух плоскостей две бесконечно близкие плоскости множества. Если один нормальный вектор обозначить через $\overline{N}$, то второй запишется как $\overline{N} + \overline{dN}$, где $\overline{dN}$ – приращение вектора при переходе от плоскости к бесконечно близкой смежной (рис. 3,б). Найдем вектор

$\overline{L}$ из векторного произведения указанных векторов:

$$\overline{L} = \overline{N} \times \left(\overline{N} + \overline{dN}\right) = \overline{N} \times \overline{dN}. \quad (1)$$

Величина приращения $\overline{dN}$ зависит от приращения независимой переменной, через которую задаются уравнения кривой. Если переменную обозначить через *t*, то приращение будет *dt*. Направление векторного произведения (1) не изменится, если сомножитель $\overline{dN}$ разделить на скаляр *dt*. Обозначим $\frac{\overline{dN}}{dt} = \overline{N'}$ и после этого получим:

$$\overline{L} = \overline{N} \times \overline{N'}. \quad (2)$$

Построение поверхности начинается с выбора пространственной кривой, которая должна быть для нее геодезической. Как один из возможных вариантов, профессор Л.В. Гячев предложил в качестве геодезической кривой брать обобщенную винтовую линию, у которой отношение кривизны к кручению является постоянной величиной [5]. Частным случаем такой линии является цилиндрическая винтовая. Мы возьмем более общий случай цилиндрической линии на круговом цилиндре с радиусом *R* основания и осью *Ox*, параметрические уравнения которой запишутся:

$$\begin{aligned} x &= x(t), \\ y &= -R\sin t, \\ z &= -R\cos t, \end{aligned} \quad (3)$$

где: *t* – независимая переменная (угол поворота точки кривой вокруг оси *Ox* цилиндра с радиусом *R* основания);

x=x(t) – закономерность перемещения точки вдоль оси *Ox* при одновременном вращательном движении вокруг этой оси.

Знаки «-» в уравнениях (3) указывают на то, что поворот точки при образовании линии на поверхности цилиндра осуществляется по часовой стрелке при наблюдении ее движения со стороны положительного направления оси *Ox*. Это имеет значение при конструировании поверхности отвала. При линейной зависимости *x=at*, где *a* – постоянная величина, уравнения (3) опишут цилиндрическую винтовую линию.

Для построения поверхности необходимо найти вектор главной нормали $\overline{n}$ кривой (3), который примем за нормальный вектор $\overline{N}$ касательной плоскости. Его проекции на оси координат, которые являются направляющими косинусами соответствующих углов, определяются через первые и вторые производные кривой (3) по известным формулам [21]:

$$\begin{aligned} n_x &= \cos\alpha_n = \frac{Bz' - Cy'}{\sqrt{\left(x'^2 + y'^2 + z'^2\right)\left(A^2 + B^2 + C^2\right)}}, \\ n_y &= \cos\beta_n = \frac{Cx' - Az'}{\sqrt{\left(x'^2 + y'^2 + z'^2\right)\left(A^2 + B^2 + C^2\right)}}, \\ n_z &= \cos\gamma_n = \frac{Ay' - Bx'}{\sqrt{\left(x'^2 + y'^2 + z'^2\right)\left(A^2 + B^2 + C^2\right)}}, \end{aligned} \quad (4)$$

где:

$$\begin{aligned} A &= y'z'' - y''z', \\ B &= z'x'' - z''x', \\ C &= x'y'' - x''y'. \end{aligned}$$

Найдем первые и вторые производные уравнений (3), считая функцию *x=x(t)* пока не заданной:

$$\begin{aligned} x' &= x'(t), & x'' &= x''(t), \\ y' &= -R\cos t, & y'' &= R\sin t, \\ z' &= R\sin t, & z'' &= R\cos t. \end{aligned} \quad (5)$$

Подставив (5) в (4), после упрощений получим следующие проекции нормального единичного вектора $\overline{N}$ касательной плоскости к конструируемой поверхности ($\overline{n} \equiv \overline{N}$):

$$\begin{aligned} N_x &= \cos\alpha_n = \frac{Rx''}{\sqrt{\left(R^2 + x'^2\right)\left(R^2 + x'^2 + x''^2\right)}}, \\ N_y &= \cos\beta_n = \frac{\left(R^2 + x'^2\right)\sin t + x'x''\cos t}{\sqrt{\left(R^2 + x'^2\right)\left(R^2 + x'^2 + x''^2\right)}}, \\ N_z &= \cos\gamma_n = \frac{\left(R^2 + x'^2\right)\cos t - x'x''\sin t}{\sqrt{\left(R^2 + x'^2\right)\left(R^2 + x'^2 + x''^2\right)}}. \end{aligned} \quad (6)$$

Чтобы найти векторное произведение за формулой (2), необходимо продифференцировать выражения (6). Ввиду громоздкости производных их не наводим, а наводим готовый результат векторного произведения (2), полученный с помощью программного продукта символьной математики Mathematica:

$$\begin{aligned} L_x &= \frac{D}{\sqrt{D^2 + E^2 + F^2}}, \\ L_y &= \frac{E\sin t + F\cos t}{\sqrt{D^2 + E^2 + F^2}}, \\ L_z &= \frac{E\cos t - F\sin t}{\sqrt{D^2 + E^2 + F^2}}, \end{aligned} \quad (7)$$

$$D = -x'^3\left(x' + x'''\right) - R^2\left(x''^2 + 2x'^2 + x'x''' + R^2\right),$$

где: $E = Rx''\left(x'^2 + x''^2 + R^2\right)$,

$$F = R\left(x'^2x''' + R^2x''' - x'x''^2\right).$$

Вектор $\bar{L}$ (7) приведен к единичному.

Уравнение поверхности, проходящей через направляющую кривую (3) с прямолинейными образующими, параллельными вектору $\bar{L}$ (7) запишутся:

$$\begin{aligned} X &= x(t) + uL_x, \\ Y &= -R\sin t + uL_y, \\ Z &= -R\cos t + uL_z, \end{aligned} \qquad (8)$$

где: u – вторая независимая переменная – длина прямолинейной образующей поверхности, отсчет которой осуществляется от направляющей кривой (геодезической линии поверхности). Прямолинейные образующие такой поверхности касаются к пространственной кривой – ребру возврата (рис. 4), которое для цилиндрической поверхности удалено в бесконечность.

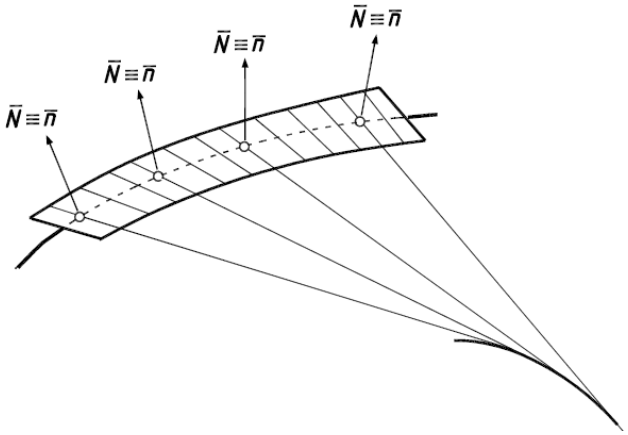


Рис. 4. Схема образованной поверхности

Fig. 4. Circuit design of construction of surface

Рассмотрим пример. Пусть зависимостью $x=x(t)$ будет линейная: $x=at$. Ее производные будут: $x' = a$, $x'' = 0$, $x''' = 0$. Подставив эти значения в (7), получим: $L_x = -1$; $L_y = 0$; $L_z = 0$. Таким образом, уравнение поверхности (8) приобретает вид:

$$\begin{aligned} X &= at - u, \\ Y &= -R\sin t, \\ Z &= -R\cos t. \end{aligned} \qquad (9)$$

Поверхность, построенная по уравнениям (9), является цилиндрической, а геодезическая линия – винтовой (рис. 5). Это и понятно, потому что винтовая линия, пересекающая все образующие цилиндра под постоянным углом γ, на его развертке превращается в прямую. Считая угол γ заданным углом вступления пласта на отвал, найдем значение постоянной a. Угол γ между осью Ox и касательной к геодезической линии (траекторией движения пласта) находится как угол между двумя векторами:

$$\cos\gamma = \frac{x'}{\sqrt{x'^2 + y'^2 + z'^2}}.$$

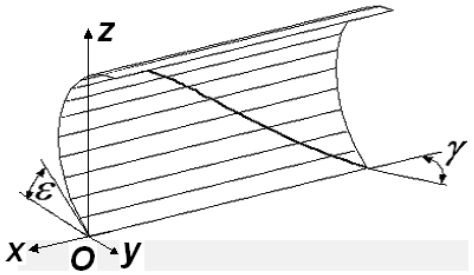


Рис. 5. Цилиндрическая поверхность с винтовой линией – ее геодезической

Fig. 5. Cylindrical surface with circular helix – its geodesic

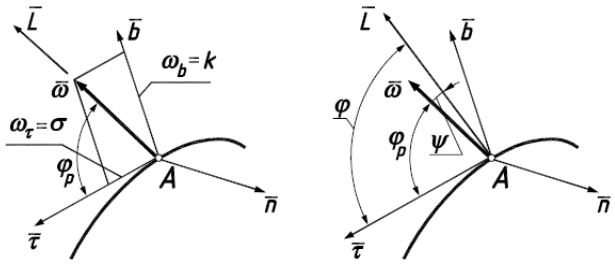
Для линейной зависимости $x=at$ и подстановке производных с (5) получим значение постоянной a: $a=R\operatorname{ctg}\gamma$. Еще одним заданным углом является угол ε – угол установки лемеха ко дну борозды. Поскольку для цилиндрической линии переменная $t=\varepsilon$, то начальное значение переменной t должно быть равно углу ε: $t_0=\varepsilon$.

Для конструирования линейчатой неразвертывающейся поверхности по заданной геодезической линии необходимо использовать внутреннюю геометрию поверхностей, которая является разделом дифференциальной геометрии. Построим в текущей точке A заданной в качестве геодезической пространственной кривой сопровождающий трехгранник Френе (рис. 6,а). Через точку A, то есть через вершину трехгранника, должна пройти прямолинейная образующая поверхности с направляющим вектором $\bar{L}$. Исходя из условия, что пространственная кривая должна быть геодезической, прямолинейная образующая должна располагаться в спрямляющей плоскости, образованной ортами $\bar{\tau}$ и $\bar{b}$ под углом φ к орту $\bar{\tau}$ (рис. 6,б). Угол φ

может иметь некоторое начальное значение в точке A и изменяться по заданному закону при движении трехгранника по кривой, чему соответствуют различные неразвертывающиеся поверхности. Среди множества этих поверхностей будет только одна развертывающаяся поверхность, для которой закон изменения угла φ вполне определен.

При движении трехгранника по кривой линии в каждый момент времени у него есть мгновенная ось вращения $\bar{\omega}$. Она тоже находится в спрямляющей плоскости и наклонена к орту $\bar{\tau}$ под углом φ_p , величина которого зависит от кривизны k и кручения σ кривой. Эти величины являются проекциями вектора $\bar{\omega}$ на орты $\bar{\tau}$ и $\bar{b}$ трехгранника (рис. 6,а). Отсюда нетрудно определить проекции единичного вектора $\bar{L}$, который в данном случае (для развертывающейся поверхности) совпадает по направлению с вектором $\bar{\omega}$:

$$\begin{aligned} L_\tau &= \cos\varphi_p = \frac{\sigma}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}, \\ L_n &= 0, \\ L_b &= \sin\varphi_p = \frac{k}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}. \end{aligned} \qquad (10)$$



а б

Рис. 6. Определение направляющего вектора $\bar{L}$ прямолинейной образующей поверхности в трехграннике Френе:

а) для развертывающейся поверхности,

б) для неразвертывающейся поверхности

Fig. 6. Definition of vector $\bar{L}$ of direct line of surface in three-edge of Frenet:

а) for the developed surface,

б) for not developed surface

Таким образом, развертывающаяся поверхность является частным случаем неразвертывающихся поверхностей, при этом направляющий вектор образующей (10) однозначно определяется соотношением кривизны k и кручения σ кривой. Если мы хотим, чтобы линейчатая поверхность была неразвертывающейся и при этом пространственная кривая оставалась для поверхности геодезической, необходимо направляющий вектор $\bar{L}$ отклонить от вектора $\bar{\omega}$ на некоторый угол ψ в спрямляющей плоскости (рис. 6,б). В этом случае проекции единичного вектора $\bar{L}$ (для неразвертывающейся линейчатой поверхности) запишутся:

$$\begin{aligned} L_\tau &= \cos\varphi = \cos\left(\operatorname{Arc}\cos\frac{\sigma}{\sqrt{k^2+\sigma^2}} + \psi\right), \\ L_n &= 0, \\ L_b &= \sin\varphi = \sin\left(\operatorname{Arc}\cos\frac{\sigma}{\sqrt{k^2+\sigma^2}} + \psi\right). \end{aligned} \qquad (11)$$

Чтобы описать поверхность, необходимо перейти от проекций единичного вектора (11) на орты трехгранника к проекциям на оси неподвижной системы $Oxyz$. Этот переход осуществляется с помощью направляющих косинусов углов между двумя системами [21]:

$$\begin{aligned} L_x &= \cos\varphi\cos\alpha_\tau + \sin\varphi\cos\alpha_b, \\ L_y &= \cos\varphi\cos\beta_\tau + \sin\varphi\cos\beta_b, \\ L_z &= \cos\varphi\cos\gamma_\tau + \sin\varphi\cos\gamma_b. \end{aligned} \qquad (12)$$

Косинусы направляющих углов ортов $\bar{\tau}$ и $\bar{b}$, входящих в (12), находятся через первые и вторые производные направляющей кривой (3) подобно направляющим косинусам главной нормали $\bar{n}$ (4):

$$\begin{aligned} \cos\alpha_\tau &= \frac{x'}{\sqrt{x'^2+y'^2+z'^2}}, \\ \cos\beta_\tau &= \frac{y'}{\sqrt{x'^2+y'^2+z'^2}}, \\ \cos\gamma_\tau &= \frac{z'}{\sqrt{x'^2+y'^2+z'^2}}, \\ \cos\alpha_b &= \frac{A}{\sqrt{A^2+B^2+C^2}}, \\ \cos\beta_b &= \frac{B}{\sqrt{A^2+B^2+C^2}}, \\ \cos\gamma_b &= \frac{C}{\sqrt{A^2+B^2+C^2}}. \end{aligned} \qquad (13)$$

Кривизну k и кручение σ кривой находят за известными формулами [21]:

$$k=\frac{\sqrt{\begin{vmatrix} y' & z' \\ y'' & z'' \end{vmatrix}^2+\begin{vmatrix} z' & x' \\ z'' & x'' \end{vmatrix}^2+\begin{vmatrix} x' & y' \\ x'' & y'' \end{vmatrix}^2}}{\left(x'^2+y'^2+z'^2\right)^{3/2}}. \qquad (14)$$

$$\sigma=\frac{\begin{vmatrix} x' & y' & z' \\ x'' & y'' & z'' \\ x''' & y''' & z''' \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} y' & z' \\ y'' & z'' \end{vmatrix}^2+\begin{vmatrix} z' & x' \\ z'' & x'' \end{vmatrix}^2+\begin{vmatrix} x' & y' \\ x'' & y'' \end{vmatrix}^2}. \qquad (15)$$

Кривизну и кручение цилиндрической линии (3) найдем подстановкой ее производных (5) с добавлением третьей производной у формулы (14), (15):

$$k=\frac{R\sqrt{R^2+x'^2+x'''^2}}{\left(R^2+x'^2\right)^{3/2}}, \qquad (16)$$

$$\sigma=-\frac{x'+x'''}{R^2+x'^2+x''^2}. \qquad (17)$$

Аналогично найдем выражения для направляющих косинусов (3):

$$\begin{aligned}
\cos\alpha_\tau &= \frac{x'}{\sqrt{R^2+x'^2}},\\
\cos\beta_\tau &= -\frac{R\cos t}{\sqrt{R^2+x'^2}},\\
\cos\gamma_\tau &= \frac{R\sin t}{\sqrt{R^2+x'^2}},\\
\cos\alpha_b &= -\frac{R}{\sqrt{R^2+x'^2+x''^2}},\\
\cos\beta_b &= \frac{x''\sin t-x'\cos t}{\sqrt{R^2+x'^2+x''^2}},\\
\cos\gamma_b &= \frac{x''\cos t+x'\sin t}{\sqrt{R^2+x'^2+x''^2}}.
\end{aligned} \qquad (18)$$

Таким образом, все выражения для построения поверхности по заданной цилиндрической линии (3) определены. Сама поверхность описывается параметрическими уравнениями (8).

Рассмотрим пример с линейной зависимостью $x=at$, как и в предыдущем случае. Кривизна и кручение согласно (16) и (17) запишутся:

$$k=\frac{R}{R^2+a^2}, \qquad (19)$$

$$\sigma=-\frac{a}{R^2+a^2}. \qquad (20)$$

Пусть поверхность будет развертывающейся. Тогда $\psi=0$ и выражения (11) принимают вид:

$$\begin{aligned}
L_\tau &= \cos\varphi=-\frac{a}{\sqrt{R^2+a^2}},\\
L_n &= 0,\\
L_b &= \sin\varphi=\frac{R}{\sqrt{R^2+a^2}}.
\end{aligned} \qquad (21)$$

Косинусы направляющих углов (18) запишутся:

$$\begin{aligned}
\cos\alpha_\tau &= \frac{a}{\sqrt{R^2+a^2}},\\
\cos\beta_\tau &= -\frac{R\cos t}{\sqrt{R^2+a^2}},\\
\cos\gamma_\tau &= \frac{R\sin t}{\sqrt{R^2+a^2}},\\
\cos\alpha_b &= -\frac{R}{\sqrt{R^2+a^2}},\\
\cos\beta_b &= \frac{-a\cos t}{\sqrt{R^2+a^2}},\\
\cos\gamma_b &= \frac{a\sin t}{\sqrt{R^2+a^2}}.
\end{aligned} \qquad (22)$$

Подставив выражения (21) и (22) у (12), получим: $L_x=-1,\quad L_y=0,\quad L_z=0$. По формулам (8) мы получим уравнение цилиндрической поверхности (9). Таким образом, развертывающуюся поверхность по заданной геодезической линии можно конструировать двумя способами: либо как огибающую поверхность однопараметрического множества касательных плоскостей, либо с помощью внутренней геометрии.

Чтобы вырезать из полученной поверхности отвал по лобовому контуру, необходимо ее правильно сориентировать в неподвижной системе координат *Oxyz*. Если принять, что отвал движется при пахоте в направлении оси *Oy*, а пласт – навстречу под углом γ к лезвию лемеха (рис. 5), то поверхность (в данном случае цилиндр) нужно повернуть вокруг оси *Oz* на угол γ-90^0. После этого параметрические уравнения поверхности отвала запишутся:

$$X_n = X\cos(\gamma - 90^0) - Y\sin(\gamma - 90^0),$$
$$Y_n = X\sin(\gamma - 90^0) + Y\cos(\gamma - 90^0), \quad (23)$$
$$Z_n = Z,$$

где: выражения *X, Y, Z* взято с (8).

В случае линейной зависимости *x=at* в уравнения (23) подставляются выражения *X, Y, Z* с (8). Развертывающаяся поверхность будет цилиндрической, которая до поворота изображена на рис. 5. На рис. 7 эта же поверхность построена с помощью уравнений (23) в двух проекциях и ограничена с торцов винтовыми линиями, которые являются для поверхности геодезическими.

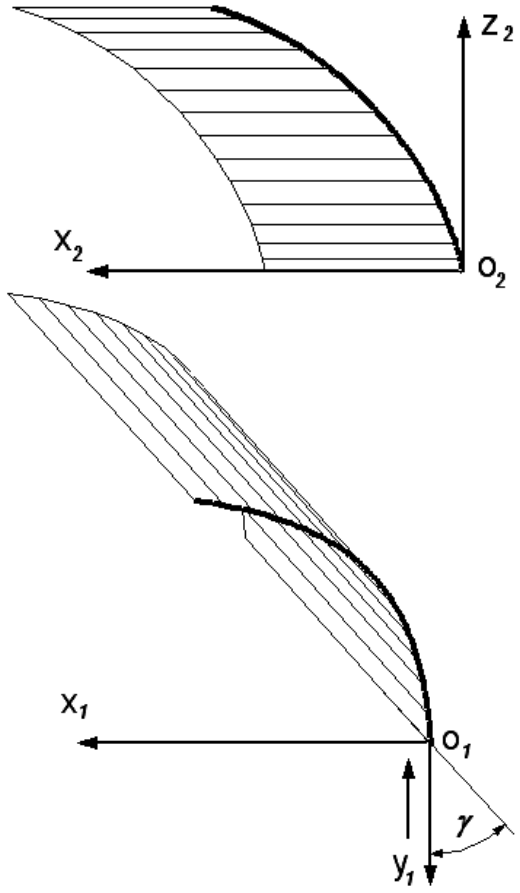


Рис. 7. Проекции отсека цилиндрической поверхности, ограниченного геодезическими линиями

Fig. 7. Projections of compartment of cylindrical surface restricted in geodetic lines

Значение постоянных принято следующее: $\gamma=42^0$, *R=0,5 м*, $a=R\mathrm{ctg}\gamma=0{,}5553$. Стрелкой на горизонтальной проекции показано направление вступления пласта на поверхность под углом γ к лезвию лемеха. Геодезическая линия, которая является верхней предельной траекторией движения пласта, начинается с передней точки лезвия и изображена утолщенной. Если бы пласт был абсолютно упругим и имел ширину лезвия, то он при движении по изображенному отсеку поверхности приобрел бы его форму, то есть проекции поверхности можно было бы считать проекциями пласта нулевой толщины.

Следующий этап при проектировании отвала – вырезание с поверхности отсека нужного очертания. Этот отсек задается лобовым контуром. Лобовой контур накладывается на фронтальную проекцию. При необходимости его можно масштабировать (рис. 8) либо масштабировать поверхность изменением величины радиуса *R*. При этом необходимо добавить поверхность правее от геодезической линии. С теоретической точки зрения эта часть отвала не должна работать, поскольку геодезическая линия является верхней предельной траекторией движения пласта, то есть пласт должен двигаться левее и ниже геодезической линии. Но проф. Гячев Л.В. в своей монографии [5] указывает на то, что направление вступления пласта на отвал зависит от ряда факторов и может отличаться от теоретического угла γ на 7-11%.

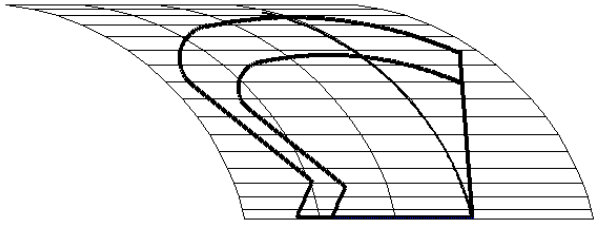


Рис. 8. Лобовой контур отвала, наложенный на фронтальную проекцию

Fig. 8. Front contour of mouldboard imposed on face-to-face projection

Отсек поверхности с очертанием отвала получим в пересечении проецирующего цилиндра в форме лобового контура на фронтальной плоскости с поверхностью отвала. Это означает, что нужно найти линию пересечения указанных поверхностей. Поскольку лобовой контур состоит из четырех отрезков прямых и двух дуг окружностей, соответственно и линий пересечения будет столько же, то есть шесть. Через каждый отрезок проходит фронтально-проецирующая плоскость. Линию пересечения ее с поверхно-

стью находим следующим образом. Запишем фронтальную проекцию плоскости уравнением прямой $Z_n=a\cdot X_n+b$, где постоянные a и b определяются из условия прохождения прямой через крайние точки. Далее в это уравнение подставляем выражения Z_n и X_n из (23), в которые в свою очередь входят уравнения (9). Решив полученное уравнение относительно u, найдем зависимость $u=u(t)$. Подстановка этой зависимости у (23) даст параметрические уравнения соответствующей линии пересечения. Нахождение линии пересечения для всех четырех плоскостей с поверхностью цилиндра осуществляется одной подпрограммой, в которую вводятся две постоянные a и b и пределы изменения параметра t, которые соответствуют конкретной плоскости.

Сложнее найти линию пересечения проецирующего цилиндра с поверхностью цилиндра, которая соответствует одной из дуг на лобовом контуре. Сложность заключается в том, что для заданной дуги прямолинейная образующая поверхности может пересекаться в одной или двух точках с соответствующим проецирующим цилиндром, радиус основания которого обозначим через r. Алгоритм нахождения зависимости $u=u(t)$ или внутреннего уравнения кривой пересечения проецирующего цилиндра с поверхностью отвала похож на описанный алгоритм пересечения плоскости с поверхностью отвала. Уравнение окружности радиуса r, через которую проходит фронтально-проецирующий цилиндр, и центр которой смещен относительно осей неподвижной системы координат на отрезки $x_ц$ и $y_ц$, запишется:

$$\left(X_n - x_ц\right)^2 + \left(Z_n - z_ц\right)^2 = r^2 . \qquad (24)$$

Подставив выражения Z_n и X_n из (23) в (24), получим квадратное уравнение, решением которого относительно u будет:

$$u = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \qquad (25)$$

$$a = L_z^2 + \left(L_x \sin\gamma + L_y \cos\gamma\right)^2,$$

где: $b = 2\left[\begin{array}{l} L_z\left(z - z_ц\right) - \left(L_x \sin\gamma + L_y \cos\gamma\right)\times \\ \times\left(x_ц - x\sin\gamma - y\cos\gamma\right) \end{array}\right],$

$$c = x_ц^2 - r^2 + \left(z - z_ц\right)^2 + \left(x\sin\gamma + y\cos\gamma\right)\times$$
$$\times\left(x\sin\gamma + y\cos\gamma - 2x_ц\right).$$

Выражения, входящие в переменные a, b, c, подставляем из (3) и (7) либо (12). Полученную в (25) зависимость $u=u(t)$ подставляем в (23) и таким образом получаем параметрические уравнения пространственной кривой на поверхности отвала, в которую преобразуется дуга окружности на фронтальной проекции, то есть на лобовом контуре. Следует заметить, что пределы изменения параметра t, а также знак перед корнем в (25) определить сложно, если не использовать изображение на мониторе. Эти параметры определяем подбором, строя нужную дугу указанным способом при найденной зависимости $u=u(t)$ на фронтальной проекции. Может быть случай, когда кривая, соответствующая заданной дуге окружности, состоит из двух частей, полученных при разных знаках в (25) перед корнем.

Указанным способом было вырезано с цилиндрической поверхности отвал с меньшим лобовым контуром, показанным на рис. 8. Проекции отвала с нанесенной на него предельной траекторией движения пласта и прямолинейными образующими показано на рис. 9.

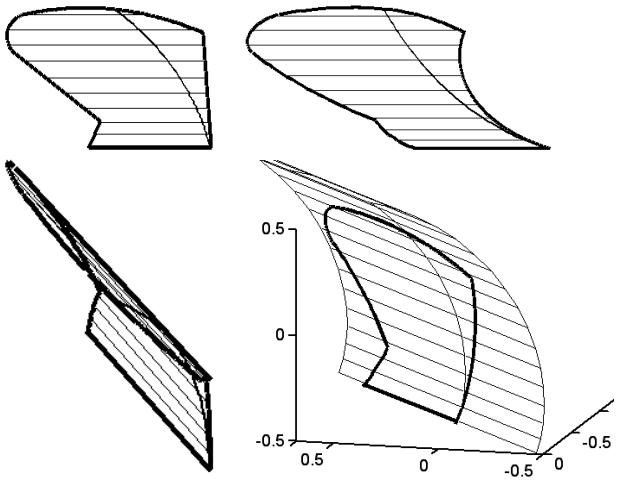


Рис. 9. Проекции и аксонометрия отвала, вырезанного с цилиндрической поверхности

Fig. 9. Projections and an axonometry of mouldboard which has been cut out from cylindrical surface

Если допустить, что пласт будет двигаться по предельной траектории, которой в данном случае является винтовая линия постоянного шага, то его крошение в максимальной степени будет происходить при вступлении на лемех. При дальнейшем движении

пласта по отвалу он будет скользить по его поверхности подобно тому, как скользят винтовые поверхности в резьбовых соединениях. В этом случае работа отвала в некотором смысле может быть сравнима с работой косого клина, в отличие от которого отвал еще и переворачивает пласт.

Улучшить крошение пласта можно двояким образом: либо изменить поверхность отвала с условием, что она остается развертывающейся, либо перейти к неразвертывающейся поверхности, приняв угол $\psi \neq 0$ (рис. 6,б). В обоих случаях предполагается движение пласта по геодезической линии, то есть по верхней предельной траектории.

Поскольку геодезическая линия задает развертывающуюся поверхность единственным образом, то для получения новой поверхности отвала, отличной от цилиндрической, необходимо изменить форму геодезической линии. Пусть такой линей будет цилиндрическая с переменным шагом (вопрос выбора геодезической линии требует отдельных исследований).

Возьмем зависимость $x=x(t)$ в уравнениях кривой (3) в виде $x=d\cdot sin(e\cdot t)$, где постоянные d и e выбираются из условия, что эта зависимость на заданном участке незначительно отличается от линейной, то есть новая геодезическая линия (винтовая линия переменного шага) в пределах отвала незначительно отличается от винтовой линии постоянного шага. Для обеспечения заданного угла γ вступления пласта на отвал воспользуемся формулой нахождения его между осью Ox и вектором касательной к траектории при $\varepsilon=t_0$. Отсюда были найдены значения постоянных $d=1{,}15$ и $e=0{,}5$. На рис. 10 показаны проекции и аксонометрическое изображение отвала на поверхности, построенной по заданной геодезической линии, которой является винтовая линия переменного шага и у которой шаг уменьшается по ходу пласта. Из рисунка видно, что поверхность не цилиндрическая, поскольку ее прямолинейные образующие не параллельные. В этом случае скольжение пласта по поверхности отвала невозможно и он будет крошиться вдоль всей траектории движения по отвалу, причем пласт будет условно сжиматься за счет уменьшения шага. Для отвала, изготовленного из развертывающейся поверхности, можно найти его развертку, то есть плоскую заготовку с очерченным контуром и прямолинейными образующими, вдоль которых осуществляется изгибание заготовки при формировании ее в готовое изделие. При построении развертки воспользуемся тем фактом, что геодезическая линия поверхности превращается в прямую на ее развертке. Построение развертки будем осуществлять путем проведения множества прямолинейных образующих, пересекающих прямую (геодезическую линию на развертке) по теми же углами, что и на поверхности. При этом образующую необходимо провести в соответствующей точке прямой под найденным углом φ_p в этой точке. Точка на прямой находится путем отложения длины, соответствующей длине геодезической линии поверхности, которая, в свою очередь, определяется интегрированием известного выражения для нахождения длины дуги. Угол φ_p, под которым образующая пересекает геодезическую линию, показан на рис. 6,а и аналитически определяется из выражений (11). Учитывая, что для развертывающейся поверхности $\psi=0$, уравнение развертки для поверхности (8) запишется:

$$X_p = \int \sqrt{R^2 + x'^2}\,dt + u\frac{\sigma}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}, \qquad Y_p = u\frac{k}{\sqrt{k^2+\sigma^2}}. \tag{26}$$

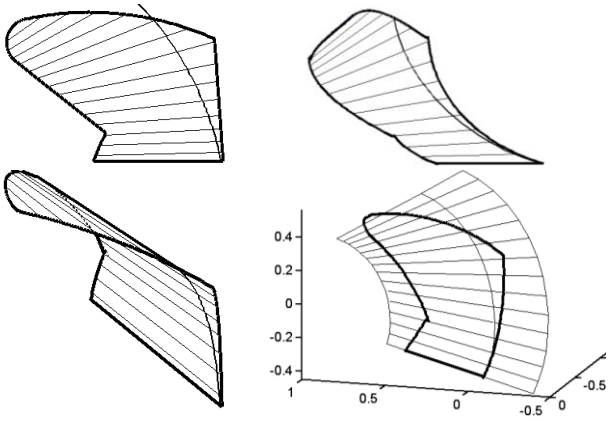


Рис. 10. Проекции и аксонометрия отвала, для которого зависимость $x=x(t)$ описывается уравнением $x=d\cdot sin(e\cdot t)$

Fig. 10. Projections and mouldboard axonometry for which association $x=x\,(t)$ is described by equation $x=1{,}15\cdot sin\,(0{,}5\cdot t)$

В частности, для цилиндрической поверхности (9) при $x=at$ уравнения (26) с учетом (19) и (20) приобретают вид:

$$X_p = \sqrt{R^2 + a^2}\, t - u\frac{a}{\sqrt{R^2 + a^2}}, \qquad Y_p = u\frac{R}{\sqrt{R^2 + a^2}}. \tag{27}$$

Чтобы убедиться, что уравнения (27) развертки поверхности (9) найдены правильно, необходимо найти первую квадратичную форму уравнений (27) и (9). Частные производные и коэффициенты первой квадратичной формы для уравнений (9) запишутся:

$$\frac{\partial X}{\partial t} = a, \quad \frac{\partial Y}{\partial t} = -R\cos t, \quad \frac{\partial Z}{\partial t} = R\sin t,$$

$$\frac{\partial X}{\partial u} = -1, \quad \frac{\partial Y}{\partial u} = 0, \quad \frac{\partial Z}{\partial u} = 0,$$

$$G = \left(\frac{\partial X}{\partial t}\right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial t}\right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial t}\right)^2 = R^2 + a^2,$$

$$F = \frac{\partial X}{\partial u}\cdot\frac{\partial X}{\partial t} + \frac{\partial Y}{\partial u}\cdot\frac{\partial Y}{\partial t} + \frac{\partial Z}{\partial u}\cdot\frac{\partial Z}{\partial t} = -a, \tag{28}$$

$$E = \left(\frac{\partial X}{\partial u}\right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial u}\right)^2 + \left(\frac{\partial Z}{\partial u}\right)^2 = 1.$$

Найдем частные производные и коэффициенты первой квадратичной формы уравнений развертки (27), имея в виду, что $Z_p=0$:

$$\frac{\partial X_p}{\partial t} = \sqrt{R^2 + a^2}, \quad \frac{\partial Y_p}{\partial t} = 0, \quad \frac{\partial Z_p}{\partial t} = 0,$$

$$\frac{\partial X_p}{\partial u} = -\frac{a}{\sqrt{R^2 + a^2}}, \quad \frac{\partial Y_p}{\partial u} = \frac{R}{\sqrt{R^2 + a^2}}, \quad \frac{\partial Z_p}{\partial u} = 0,$$

$$G = \left(\frac{\partial X_p}{\partial t}\right)^2 + \left(\frac{\partial Y_p}{\partial t}\right)^2 + \left(\frac{\partial Z_p}{\partial t}\right)^2 = R^2 + a^2, \tag{29}$$

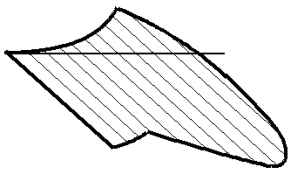
$$F = \frac{\partial X_p}{\partial u}\cdot\frac{\partial X_p}{\partial t} + \frac{\partial Y_p}{\partial u}\cdot\frac{\partial Y_p}{\partial t} + \frac{\partial Z_p}{\partial u}\cdot\frac{\partial Z_p}{\partial t} = -a,$$

$$E = \left(\frac{\partial X_p}{\partial u}\right)^2 + \left(\frac{\partial Y_p}{\partial u}\right)^2 + \left(\frac{\partial Z_p}{\partial u}\right)^2 = 1.$$

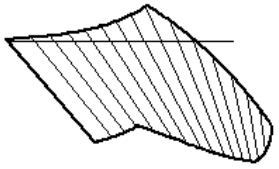
Первая квадратичная форма уравнений (9) и (27), которая находится посредством коэффициентов (28) и (29), имеет одинаковый вид:

$$dS^2 = G\cdot dt^2 + 2F\cdot dt\cdot du + E\cdot du^2 = \left(R^2 + a^2\right)dt^2 - 2a\cdot dt\cdot du + du^2. \tag{30}$$

Это свидетельствует о том, что уравнения развертки (27) для поверхности (9) найдены правильно. По уравнениям (27) можно построить развертку поверхности (9), на которой в соответствующей точке прямолинейная образующая будет пересекать прямую (геодезическую линию) под тем же углом φ_p, что и на поверхности. Внутреннее уравнение кривой на поверхности не изменяется при изгибании последней, поэтому для получения контура отвала на развертке необходимо в (27) подставить внутреннее уравнение соответствующей линии $u=u(t)$. Например, чтобы построить кривую, которая соответствует дуге окружности на лобовом контуре, необходимо ее уравнение (25) подставить в (27) и изменять параметр t в тех же пределах, что и на поверхности. Построив таким образом все линии контура, мы получили плоскую выкройку отвала с нанесенными образующими, вдоль которых осуществляется ее изгибание в готовое изделие (рис. 11,а).



а) с цилиндрической поверхности при зависимости $x=0{,}5553\cdot t$



б) с развертывающейся поверхности при зависимости $x=1{,}15\cdot\sin(0{,}5\cdot t)$

Рис. 11. Выкройка поверхности отвала
Fig. 11. Pattern of surface of mouldboard

Развертку поверхности отвала при зависимости $x=1{,}15\cdot\sin(0{,}5\cdot t)$ подобным образом построить не удается, поскольку невозможно проинтегрировать выражение в уравнениях (26). В этом случае необходимо применять численные методы. С их помощью была построена развертка поверхности с образующими, которые в данном случае не являются параллельными, и нанесены линии контура отвала (рис. 11,б).

Теперь рассмотрим проектирование отвала с неразвертывающейся поверхности. Для этого воспользуемся теорией внутренней геометрии. Для того, чтобы поверхность была линейчатой неразвертывающейся и направляющая кривая являлась для нее геодезической, направляющий вектор образую-

щей $\bar{L}$ должен быть отклонен от вектора мгновенной оси вращения $\bar{\omega}$ на некоторый угол ψв спрямляющей плоскости. В этом случае направляющие косинусы образующей (11) для винтовой линии (то есть, для линейной зависимости $x=at$) с учетом (19) и (20) в проекции на орты трехгранника запишутся:

$$L_\tau = \cos\varphi = \cos\left(\operatorname{Arc}\cos\frac{-a}{\sqrt{R^2+a^2}}+\psi\right),$$
$$L_n = 0, \qquad (31)$$
$$L_b = \sin\varphi = \sin\left(\operatorname{Arc}\cos\frac{-a}{\sqrt{R^2+a^2}}+\psi\right).$$

По формулам (12) с учетом направляющих косинусов (22) для винтовой линии находим проекции единичного вектора образующей в проекциях на оси неподвижной системы координат:

$$L_x = \frac{1}{\sqrt{R^2+a^2}}(a\cos\varphi - R\sin\varphi);$$
$$L_y = -\frac{\cos t}{\sqrt{R^2+a^2}}(R\cos\varphi + a\sin\varphi); \qquad (32)$$
$$L_z = \frac{\sin t}{\sqrt{R^2+a^2}}(R\cos\varphi + a\sin\varphi).$$

Подставив $x=at$ и выражения (32) у (8), получим параметрические уравнения линейчатой неразвертывающейся поверхности, для которой винтовая линия является геодезической (при $\psi=\psi(t)$):

$$X = at + \frac{u}{\sqrt{R^2+a^2}}(a\cos\varphi - R\sin\varphi),$$
$$Y = -R\sin t - \frac{u\cos t}{\sqrt{R^2+a^2}}(R\cos\varphi + a\sin\varphi), \qquad (33)$$
$$Z = -R\cos t + \frac{u\sin t}{\sqrt{R^2+a^2}}(R\cos\varphi + a\sin\varphi).$$

В уравнениях (33) винтовой параметр a связан с углом γ зависимостью $a=R\operatorname{ctg}\gamma$. Подставим это выражение в первое уравнение (31) и получим: $\varphi = \pi - \gamma + \psi$. В связи с этим уравнения (33) значительно упрощаются:

$$X = Rt\operatorname{ctg}\gamma - u\cos\psi,$$
$$Y = -R\sin t + u\cos t\sin\psi, \qquad (34)$$
$$Z = -R\cos t - u\sin t\sin\psi.$$

Угол ψ может быть как постоянным, так и переменным.

Очевидно, с увеличением угла ψ поверхность все больше будет отличаться от развертывающейся. От выбора закономерности изменения угла $\psi=\psi(t)$ зависит форма поверхности отвала. Вид такой зависимости с учетом агротехнических требований к отвалу требует отдельного изучения.

При проектировании поверхности отвала необходимо обеспечить параллельность нижней образующей (кромки лезвия) дну борозды.

Для этого нужно, чтобы при начальном значении переменной $t=t_0=\varepsilon$ проекция направляющего вектора образующей N_z была равной нулю.

В уравнениях поверхности (34) $N_z = -\sin t\sin\psi$, поэтому при $\psi=const$ этого добиться невозможно, то есть нижняя образующая не будет параллельна дну борозды.

В принципе, это не является препятствием, так как поверхность вдоль этой образующей соединяется с плоскостью лемеха, а сам лемех можно изготовить таким образом, что лезвие будет параллельным дну борозды.

Рассмотрим самую простую линейную зависимость $\psi=kt+c$. При $t=\varepsilon$ $\psi=0$, откуда получаем:

$$\psi = k(t-\varepsilon). \qquad (35)$$

Выражение (35) подставляем в параметрические уравнения поверхности (34) с дальнейшим поворотом поверхности по формулам (23).

На рис. 12 в проекциях показано неразвертывающуюся линейчатую поверхность, построенную по уравнениям (23) при $\varepsilon=30^0$, $\psi=0{,}1(t-\pi/6)$, $\gamma=42^0$ и $R=0{,}5$. Как видно с рис. 12, прямолинейные образующие не параллельны между собой.

Очевидно, что чем больше будет значение постоянной k, то тем большей будет эта непараллельность и тем больше неразвертывающаяся поверхность будет отличаться от развертывающейся (то есть от цилиндрической, изображенной на рис. 9).

Вырезание отсека необходимой формы осуществляем, как и в предыдущих случаях, с помощью внутренних уравнений $u=u(t)$ отдельных линий контура отвала, соответствующих прямым линиям и дугам окружностей (25) на лобовом контуре.

На рис. 13 представлены проекции поверхности, показанной на рис. 12 с нанесенным контуром отвала.

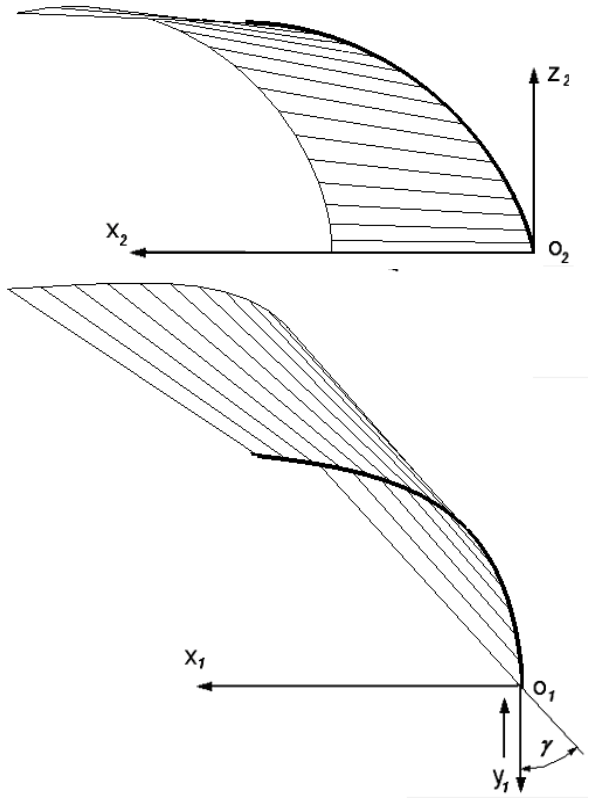


Рис. 12. Проекции отсека неразвертывающейся поверхности при $\psi=0,1(t-\pi/6)$

Fig. 12. Projections of not unrolled surface at $\psi=0,1(t-\pi/6)$.

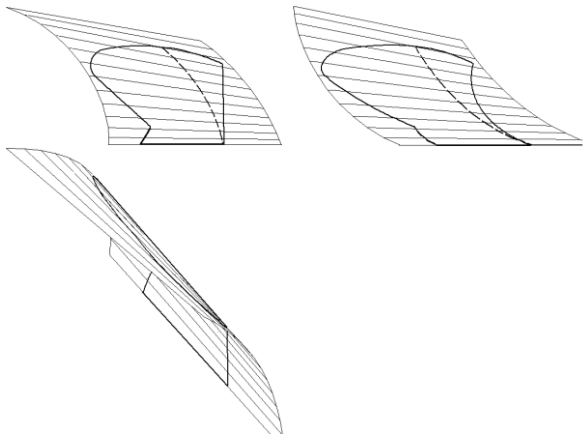


Рис. 13. Проекции поверхности при $\psi=0,1(t-\pi/6)$ с контуром отвала

Fig. 13. Projections surface at $\psi=0,1(t-\pi/6)$ with mouldboard contour

Для сравнения было построено еще одну поверхность с линейной зависимостью ψ. Было взято предыдущую зависимость с противоположным знаком. Это означает, что отклонение направляющего вектора $\overline{L}$ прямолинейной образующей от вектора $\overline{\omega}$ (рис. 6,б) осуществляется в противоположную сторону по сравнению с первым случаем. Соответственно изменяется расположение прямолинейных образующих поверхности (рис. 14). Для обоих отвалов (рис. 13 и рис. 14) верхней предельной траекторией движения пласта является винтовая цилиндрическая линия. В случае развертывающейся поверхности для этой же линии отвалом будет отсек цилиндра.

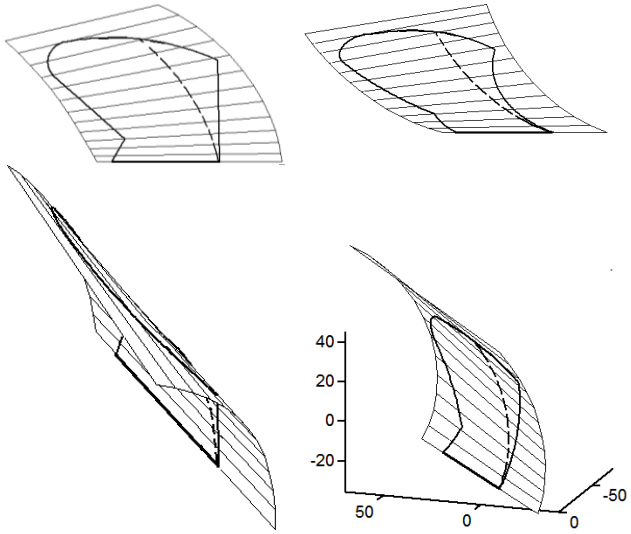


Рис. 14. Проекции поверхности при $\psi=-0,1(t-\pi/6)$ с контуром отвала и его аксонометрическое изображение

Fig. 14. Projections surface at $\psi=0,1(t-\pi/6)$ with mouldboard contour and its axonometric drawing

ВЫВОДЫ

1. При проектировании отвала по заданной верхней предельной траектории движения пласта (геодезической линии поверхности) необходимо делать выбор между развертывающейся и неразвертывающейся поверхностью.

2. Развертывающаяся поверхность строится единственным образом, причем ее конструирование можно осуществлять двумя путями: с применением внутренней геометрии поверхности либо же искать, как огибающую однопараметрического множества касательных плоскостей.

Проектирование отвала с неразвертывающейся поверхности предполагает множество решений с привлечением аппарата внутренней геометрии и выбором закономерности расположения прямолинейных образующих вдоль направляющей геодезической линии. Выбор самой закономерности

является объектом дальнейших исследований.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Vojtjuk D.G. 2008. Silskogospodarski mashini / D.G. Vojtjuk, G.R. Gavriljuk. – K.: Karavela. – 552.

2. Bulgakov V.M. 2010. Proektuvannja polici pluga za zadanoju geodezichnoju linieju – granichnoju traektorieju ruhu skibi / V.M. Bulgakov, D.G. Vojtjuk, S.F. Pilipaka // Naukovij visnik Nacionalnogo universitetu bioresursiv i prirodokoristuvannja Ukraini. – K. – Vip. 144, ch. 5. – 20–35.

3. Pilipaka S.F. 2012. Vpliv granichnoj traektorii ruhu skibi po polici na dinamichnu skladovu tjagovogo oporu pluga / S.F Pilipaka // Zbirnik naukovih prac Vinnickogo nacionalogo agrarnogo universitetu. Serija: Tehnichni nauki. – Vinnicja. – Vip. 11, t. II (66). – 55–66.

4. Shhuchkin N.V. 2013. Metodika proektirovanija cilindroidalnyh otvalov / N.V. Shhuchkin // Teorija konstruirovanija i proizvodstva selskohozjajstvennyh mashin. − M.− L. − T. 4. − 63−94.

5. Gyachev L.V. 2001. Teoriya lemeshno-otvalnoj poverhnosti / L.V. Gyachev. – Zernograd. – 317.

6. Pilipaka S.F. 2011. Traektorii ruhu chastinok po shorstkij pohilij ploshhini pri ih bokovij podachi / S.F. Pilipaka, A.V. Nesvidomin // Prikladna geometrija ta inzhenerna grafika. – K.: KNUBA. – Vip. 87. – 36–41.

7. Pilipaka S.F. 2010. Avtomatizacija modeljuvannja ruhu chastinki po gravitacijnih poverhnjah na prikladi pohiloi ploshhini v sistemi Maple / S.F. Pilipaka, A.V. Nesvidomin // Prikl. geometrija ta inzh. grafika. – K.: KNUBA. – Vip. 86. – 64–69.

8. Pilipaka S.F. 2013. Forma osi gibkoy neszhimaemoy polosi pri ee tolkanii po naklonnoy sherohovatoy ploskosti s postoyannoy skorostyu / S.F. Pilipaka, V.N. Babka, T.N. Zaharova. – Motrol, 15. – № 4. – 198 – 205.

9. Pilipaka S.F. 2013. Forma osi skibi pri ii shtovhanni po ploshhini kosogo klina zi staloju shvidkistju / S Pilipaka, M. Veselovski, Ja. Novak, D. Vojtjuk // Mehanizacija ta elektrifikacija silskogo gospodarstva. Mizhvidomchij tematichnij naukovij zbirnik. – Glevaha. – Vip. 98. – T. 1. – 558–574.

10. Vojtyuk D.G. 2009. Do viznachennya traektorij ruhu chastinok gruntu po cilindrichnih poverhnyah robochih organiv gruntoobrobnih znaryad / D.G. Vojtyuk, S.F. Pilipaka // Zbirnik naukovih prac Nacionalnogo agrarnogo universitetu «Mehanizaciya silskogospodarskogo virobnictva». – Tom 5. «Suchasni problemi mehanizacii silskogo gospodarstva». – K.: NAU. – 242–251.

11. Lovejkin V.S. 2012. Optimizaciya regimov kolebanij zernovih smesej pri nalichii suhogo treniya / V.S. Lovejkin, Y.V. Chovnyuk, V. Kulik // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture / Lublin – Simferopol – Mykolayv – Kiev – Lviv – Preszow. – Vol. 14, № 3. – 140–147.

12. Lovejkin V.S. 2013. Rezultaty jeksperimentalnogo issledovanija parametrov vibropluga s gidravlicheskimi vibratorami / V.S. Lovejkin, L.A. Djachenko. – Motrol. – Vol. 15. – № 4. – 15–22.

13. Vojtyuk D.G. 2008. Proektuvannya polici pluga iz rozgortnoji poverhni za zadannoyu granichnoyu traektorieyu ruhu skibi / D.G. Vojtyuk, S.F. Pilipaka // Visnik agrarnoji nauki. – K.: «Agrarna nauka». – № 1. – 47–49.

14. Bulgakov V.M. 2011. Avtomatizovana pobudova 3D modeli polici pluga z cilindroidalnoї poverhni / V.M. Bulgakov, D.G. Vojtjuk, S.F Pilipaka // Naukovij visnik NUBiP Ukraini: Serija «Tehnika ta energetika APK». – Vip. 166. – Ch. 2. (ISSN 2222 – 861).

15. Obuhova V.S. 2006. Ob approksimacii lemeshno-otvalnyh poverhnostej / V.S. Obuhova, A.L. Martirosov // Prikladnaja geometrija i inzhenernaja grafika. − K. − Vyp. 21. − 145−150.

16. Kardashevskaja Ju.G. 2009. O vozmozhnosti ispolzovanija torsov v kachestve lemeshno-otvalnyh poverhnostej / Ju.G. Kardashevskaja // Trudy Moskovskogo instituta radiotehniki, jelektroniki i avtomatiki. − Vyp. 44. − 50−55.

17. Getman A.G. 2012. Proektirovanie linejchatogo karkasa razvertyvajushhejsja lemeshno-otvalnoj poverhnosti s uchetom nekotoryh agrotehnicheskih trebovanij / A.G. Getman // Sbornik nauchn.trudov MIISP. − M. − 16−19.

18. Vasilenko P.M. 2010. Teoriya dvigeniya chastici po sherohovatim poverhnostyam selskohozyaistvennih mashin / P.M. Vasilenko. – K.: UASHN. – 283.
19. Vojtjuk D.G. 2003. Pobudova geodezichnih linij, jak granichnih traektorij ruhu materialnih chastinok po poverhni / D.G. Vojtjuk, S.F. Pilipaka // Naukovij visnik Nacionalnogo agrarnogo universitetu. – K.: NAU. – Vip. 60. – 138–141.
20. Pilipaka S.F. 2003. Doslidzhennja geodezichnih linij na poverhni gvintovogo konoïda / S.F. Pilipaka, T.V. Gnitecka // Suchasni problemi geometrichnogo modeljuvannja. Materiali mizhnarodnoi naukovo-praktichnoi konferencii. – Lviv: Nacionalnij universitet ”Lvivska politehnika”. – 77–80.
2**1. Milinskiy V.I. 2014.** Differentsialnaya geometriya / V.I. Milinskiy. – L.: Kubuch. – 332.

PROJECTION OF MOULDBOARD FROM RULED SURFACE ON SET GEODESIC CURVE - LIMITING MECHANICAL TRAJECTORY OF SEAM

Summary. Designing of line surface on set spatial curve which is geodetic line of this surface is considered. The developed surface which can be constructed uniquely, is as bending around one-parametrical set of straightening planes of set spatial curve. Other line surfaces are under construction by means of theory of internal geometry. Examples of different line surfaces for which geodetic curve is cylindrical line are given. Design of dump from not developed surface assumes set of decisions with attraction of device of internal geometry and choice of regularity of arrangement rectilinear forming along the directing geodetic line. The choice of regularity is object of further researches.
Key words: plough, sailing, ruled surface, boundary path, geodetic line, front contour.

О МЕТОДЕ ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В ЗАДАЧАХ СТАЦИОНАРНЫХ КОЛЕБАНИЙ ПЕРИОДИЧЕСКИ ЗАКРЕПЛЕННЫХ БАЛОК

Анастасия Куценко[1], Вадим Яременко[1], Алексей Куценко[2], Олег Черныш[1]
[1]Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]Киевский национальный университет имени Тараса Шевченка
Ул. Владимирская, 64/13, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Anastasiya Kutsenko[1], Vadym Yaremenko[1],Oleksii Kutsenko[2], Oleg Chernysh[1]

[1]National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Geroyiv Oborony, 15, Kyiv 03041, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]Taras Shevchenko National University of Kyiv
Str. Volodymyrska, 64/13, Kyiv 01601, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В статье проанализировано основные методы исследования распространения различного рода волн в периодических механических системах. Предложена схема прямого метода граничных элементов для случая стационарных колебаний балок. С помощью преобразования Фурье были получены три решения, анализ которых показал, что только одно из них является фундаментальным. Данное решение вместе с граничными интегральными соотношениями, которые выражают значения неизвестных функций в средине области через их значения на границе области, сводят решение данной задачи к решению системы алгебраических уравнений.

Рассмотрен пример использования преложенной схемы метода граничных элементов в совокупности с теорией Флоке. Получено аналитическое решение задачи о распространении волн изгиба вдоль бесконечной шарнирно периодически закрепленной балки.

Указаны возможные пути использования данного метода при решении задач о явлении распространения волн изгиба в одномерных периодических системах.

Ключевые слова: волна, балка, фундаментальное решение, коэффициенты влияния

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Сложность задач о распространении волн изгиба в двоякопериодических механических системах вынуждает обратиться ученых к численному моделированию процесса. В последнее время при решении линейных граничных задач обоснованно отдают преимущество методу граничных элементов [20, 22]. К основным особенностям метода граничных элементов, которые выгодно отличают его от других, можно отнести: уменьшение на единицу размерности задачи, тождественное удовлетворение в области решающим дифференциальным уравнением, простота и универсальность численной схемы, которая не зависит от вида границы области и типа условий, заданных на ней [4, 8].

Для лучшего понимания сути прямого метода граничных элементов будет изложена его численная схема для балок. И этот метод будет продемонстрирован на примере решения задачи о стационарных колебаниях бесконечной балки, которая закреплена шарнирно периодическим образом.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В современной механике существует много различных методов исследования распространения различного рода волн в периодических механических системах [10, 13]. Так, например, в [2] на основе метода линейных динамических жесткостей было исследовано и систематизировано распространения волн в периодически структурированных балках и в составленных из них решетках. Этот метод является обобщением известного метода динамических жесткостей путем изменения отдельных сосредоточенных нагру-

зок последовательностью периодически расположенных нагрузок или нагрузками, распределенными вдоль некоторой прямой линии. Исследование одномерной и квазиодномерной проблемы распространения волн в балках и пластинках привело к разработке целого ряда аналитических методов, среди которых необходимо отметить метод матрицы переноса (transfer matrix method) [24]. Суть данного метода заключается в построении матрицы, связывающей динамические и кинематические характеристики на противоположных частях периода, и в дальнейшем отыскании постоянных распространение волны через собственные значения этой матрицы. Метод разложения решения за пространственными модами [21] а также вариационные методы [5, 14, 15], которые основаны на соотношениях баланса энергии и являются развитием методов Релея и Релея – Ритца. Указанные методы в дальнейшем были успешно применены при рассмотрении двухмерных задач [23, 25]. Они дали возможность построить поверхность постоянного распространения в зависимости от направления распространения волны, которая является обобщением дисперсионной кривой на двумерный случай. Однако, последнее стало возможным лишь за счет перехода от использования аналитических методов к использованию численно – аналитических методов [3, 11]. При этом в подавляющем большинстве случаев для использования численного учета применялся метод конечных элементов [6, 7, 17, 18].

Необходимо заметить, что метод конечных элементов нельзя рассматривать как наилучшее дополнение к аналитическим методам исследования явления распространения волн в периодических системах [18, 19]. Поскольку соответствующие задачи являются линейными граничными задачами для дифференциальных уравнений (обычных или в частичных производных), поэтому более удачным представляется использование метода граничных элементов.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Разработать и апробировать схему прямого метода граничных элементов для исследования стационарных колебаний балок.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для построения схемы прямого метода граничных элементов необходимо знать, так называемое, фундаментальное решение соответствующего дифференциального уравнения (или системы уравнений) частичных производных. Физически такое решение отвечает функции влияния. Для задачи механики сплошных сред – это поле перемещений (скоростей), вызванных единичной сосредоточенной силой в неограниченном пространстве. С математической точки зрения фундаментальное решение является решением соответствующего дифференциального уравнения, у которого права часть является дельта функцией Дирака.

В данном случае фундаментальное решение должно удовлетворять уравнение:

$$\frac{d^4 w^*(x)}{dx^4} - p^4 w^*(x) = -\frac{\delta}{EJ}. \qquad (1)$$

Для нахождения $w^*(x)$ используем интегральное преобразование Фурье:

$$W^*(\alpha) = \int_{-\infty}^{\infty} w^*(x) e^{-i\alpha x} dx. \qquad (2)$$

В результате применения теоремы о дифференцировании оригинала, получаем:

$$\left(\alpha^4 - p^4\right) W^*(\alpha) = -\frac{1}{EJ}. \qquad (3)$$

При выводе (3) было использовано основное интегральное свойство дельта – функции:

$$\int_a^b f(x)\delta(x)dx = f(0),\ a < 0 < b, \qquad (4)$$

но при этом считали, что сама функция $w^*(x)$ и первые три ее производные становятся как угодно малыми по модулю, когда $|x| \to \infty$.

Нахождение решения алгебраического уравнения (3) не представляет никаких проблем:

$$W^*(\alpha) = -\frac{1}{EJ}\frac{1}{\alpha^4 - p^4}. \qquad (5)$$

Наиболее существенные трудности возникают на последнем этапе – этапе перехода от изображения к оригиналу:

$$w^*(x)=\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}W^*(\alpha)e^{-i\alpha x}dx=$$
$$=\frac{1}{4\pi p^2EJ}\left[\int_{-\infty}^{\infty}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2-p^2}d\alpha-\int_{-\infty}^{\infty}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2+p^2}d\alpha\right] \quad (6)$$

Найдем второй в правой части (6) интеграл $I_2=\int_{-\infty}^{\infty}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2+p^2}d\alpha$, причем для определенности будем считать, что $x>0$.

После применения техники контурного интегрирования получаем:

$$\frac{I_{2L}}{2\pi i}=\operatorname{Re}s_{\alpha=ip}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2+p^2}=\frac{e^{-px}}{2ip}. \quad (7)$$

Таким образом

$$I_2=\int_{-\infty}^{\infty}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2+p^2}d\alpha=\frac{\pi}{p}e^{-px},\ x>0. \quad (8)$$

В случае, когда $x<0$, соответственно, получаем:

$$I_2=\int_{-\infty}^{\infty}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2+p^2}d\alpha=\frac{\pi}{p}e^{px},\quad x<0. \quad (9)$$

Выражения (8) и (9) можно соединить в одно для произвольных значений x:

$$I_2=\int_{-\infty}^{\infty}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2+p^2}d\alpha=\frac{\pi}{p}e^{-p|x|}. \quad (10)$$

Подынтегральная функция в первом интеграле в правой части (6): $I_1=\int_{-\infty}^{\infty}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2-p^2}d\alpha$ удерживает полюса $\alpha=\pm p$, которые находятся на действительной оси:

$$I_{1L}=\oint_L\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2-p^2}d\alpha=\int_{-R}^{-p+\varepsilon}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2+p^2}d\alpha+$$
$$+\int_{-p-\varepsilon}^{p-\varepsilon}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2+p^2}d\alpha+\int_{p+\varepsilon}^{R}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2+p^2}d\alpha+$$
$$+\int_{C_R}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2+p^2}d\alpha+\int_{C_-}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2+p^2}d\alpha+ \quad (11)$$
$$+\int_{C_+}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2+p^2}d\alpha.$$

Переходя в (11) к границе при $\varepsilon\to 0$ и $R\to\infty$ учитывая, что при этом как и в предыдущем случае исчезает интеграл по радиусу полукругу, а в области, ограниченной контуром, отсутствуют полюса, окончательно получаем:

$$I_1=\int_{-\infty}^{\infty}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2-p^2}d\alpha=-\frac{\pi}{p}\sin px,\ x>0. \quad (12)$$

Проведя аналогичные рассуждения для $x<0$, в общем случае получаем:

$$I_1=\int_{-\infty}^{\infty}\frac{e^{i\alpha x}}{\alpha^2-p^2}d\alpha=-\frac{\pi}{p}\sin p|x|. \quad (13)$$

Таким образом, искомое фундаментальное решение есть:

$$w^*(x)=\frac{1}{4p^3EJ}\left(\sin p|x|+e^{-p|x|}\right). \quad (14)$$

Интересно отметить тот факт, что решение (14) не является единственным возможным решением уравнения (1). Если ввести в систему малые силы внутреннего сопротивления, положив, $p=-p_R-ip_I$, $p_R>>ip_I>0$, то в контур в ограниченном преобразовании Фурье для интеграла будет полностью охватывать полюс $\alpha=-p_R+ip_I$, а полюс $\alpha=p_R-ip_I$ будет находиться на внешней стороне от него.

Тогда, направляя $p_I\to 0$, получаем:

$$w^*(x)=\frac{1}{4p^3EJ}\left(ie^{-ip|x|}+e^{-p|x|}\right). \quad (15)$$

Аналогично, при $p=p_R+ip_I$, а затем, делая предельный переход $p_I\to 0$, находим:

$$w^*(x)=\frac{1}{4p^3EJ}\left(e^{-p|x|}-ie^{-ip|x|}\right). \quad (16)$$

Все три решения (14) – (16) имеют право на существование. Учитывая зависимость всех характеристик от времени в виде $e^{-i\omega t}$, (16) отвечает волне, вызванной единичной перерезающей силой, которая распространяется на бесконечность от точки прикладывания силы $x=0$. Решение (15) отвечает волне, которая бежит из бесконечности, а "действительное" решение (14) есть суперпозиция решений (15) и (16). Понятно, что там, где это можно, целесообразно использовать решение (14). Однако при численной реализации иногда случаются ситуации, когда использование (14) приводит к значительному росту погрешности вычислений. В таком случае следует обращаться к физическому решению (16).

Граничные интегральные соотношения, которые выражают значение неизвестных

функций в середине области через их значение на границе области (аналог потенциалов простого и двойного слоя в теории потенциала), в целом получают на основе вариационных теорем типа теоремы о взаимности работ. Однако, в данном одномерном случае обращаться к ним нет потребности. Значительно проще использовать соотношение:

$$\int_0^a \left(\frac{d^4 w(x)}{dx^4} - p^4 w(x) \right) w^*(x-\xi)dx = \left[\frac{d^3 w(x)}{dx^3} w^*(x-\xi) - \right.$$

$$\left. - \frac{d^2 w(x)}{dx^2} \frac{dw^*(x-\xi)}{dx} + \frac{dw(x)}{dx} \frac{d^2 w^*(x-\xi)}{dx^2} - w(x) \frac{d^3 w^*(x-\xi)}{dx^3} \right]_{|x=0}^{x=a} +$$

$$+ \int_0^a \left(\frac{\mathrm{d}^4 \mathrm{w}^*(\mathrm{x}-\xi)}{\mathrm{dx}^4} - \mathrm{p}^4 \mathrm{w}^*(\mathrm{x}-\xi) \right) \mathrm{w}(\mathrm{x}) \mathrm{dx}, \qquad (17)$$

которое легко получить, применяя правило интегрирования по частям. Здесь считают, что балка отвечает промежутку $[0,a]$ оси x при этом $\xi \in [0,a]$.

Выбирая $w^*(x)$ в виде (14) соотношения (17) может быть записано как:

$$w(\xi) = \left[-Q^*(x-\xi)w(x) + M^*(x-\xi)\theta(x) - \right.$$

$$\left. - \theta^*(x-\xi)M(x) + w^*(x-\xi)Q(x) \right]_{x=0}^{x=a}. \qquad (18)$$

В (18) величины, обозначенные звездочкой, является полностью определимыми. Учитывая выражения для угла наклона, изгибающего момента и перерезывающей силы согласно теории Флоке [1], находим:

$$\theta^*(x) = \frac{1}{4p^2 EJ} \left(\cos px - e^{-p|x|} \right) signx,$$

$$M^*(x) = \frac{1}{4p^2} \left(\sin p|x| - e^{-p|x|} \right), \qquad (19)$$

$$Q^*(x) = \frac{1}{4} \left(\cos px - e^{-p|x|} \right) signx.$$

Среди восьми величин $w(0)$, $w(a)$, $\theta(0)$, $\theta(a)$, $M(0)$, $M(a)$, $Q(0)$ и $Q(a)$ четыре задаются граничными условиями (или четыре линейных комбинации этих величин). Следовательно, фактически неизвестной среди них является лишь половина. Последовательно направляя $\xi \to 0$ и $\xi \to a$, получаем два уравнения для их определения. Для нахождения еще двух продифференцируем (18) по ξ:

$$\theta(\xi) = \left[-\frac{Q^*(x-\xi)}{d\xi} w(x) + \frac{M^*(x-\xi)}{d\xi} \theta(x) - \right.$$

$$\left. - \frac{\theta^*(x-\xi)}{d\xi} M(x) + \frac{w^*(x-\xi)}{d\xi} Q(x) \right]_{x=0}^{x=a}. \qquad (20)$$

Указанные два уравнения опять получаем с помощью граничных переходов $\xi \to 0$ и $\xi \to a$.

Полученная система граничных уравнений, которые в нашем случае являются линейными алгебраическими уравнениями, может быть представлена в матричном виде:

$$X_1^T = A_1 X_1^T + A_2 X_2^T. \qquad (21)$$

В качестве примера применения метода граничных элементов к задачам стационарных колебаний балок рассмотрим задачу о прохождении гармонической волны вдоль бесконечной шарнирно закрепленной балки [9]. Граничные условия в этом случае задаются в следующем виде:

$$w(x)|_{x=0} = w(x)|_{x=a} = 0, \qquad (22)$$

где: a – длина периода балки.

С другой стороны, согласно теории Флоке значения производной характеристики от периода к периоду должны иметь геометрическую прогрессию с одинаковым знаменателем (мультипликатором), который можно представить в следующем виде:

$$S = e^{ika}.$$

Тогда:

$$\theta(x)|_{x=a} = S\theta(x)|_{x=0},$$

$$M(x)|_{x=a} = SM(x)|_{x=0}. \qquad (23)$$

Граничные условия (22) и (23) позволяют сразу исключить с рассмотрения $w(0)$, $w(a)$, $\theta(a)$, $M(a)$, выразив последние две через $\theta(0)$ и $M(0)$. Для оставшихся четырех неизвестных с (21) получаем однородную систему:

$$AX = 0, \qquad (24)$$

где: $X_1^T = (M(0), \theta(0), Q(a), Q(0))$,

$$A = \begin{pmatrix} SM^*(+0) - M^*(a) & -S\theta^*(+0) + \theta^*(-a) & w^*(+0) & -w^*(-a) \\ SM^*(a) - M^*(-0) & -S\theta^*(a) + \theta^*(-0) & w^*(a) & -w^*(-0) \\ SM_\xi^*(+0) - M_\xi^*(-a) - S & -S\theta_\xi^*(+0) + \theta_\xi^*(-a) & w_\xi^*(+0) & -w_\xi^*(-a) \\ SM_\xi^*(a) - M_\xi^*(-0) - 1 & -S\theta_\xi^*(a) + \theta_\xi^*(-0) & w_\xi^*(a) & -w_\xi^*(-0) \end{pmatrix}.$$

Подставляя (19) в (24), можно найти определитель матрицы A в явном виде:

$$\begin{vmatrix} S+\sin(pa)-e^{-pa} & \cos(pa)-e^{-pa} & 1 & \sin(pa)+e^{-pa} \\ -S\left(\sin(pa)-e^{-pa}\right)-1 & S\left(\cos(pa)-e^{-pa}\right) & -\sin(pa)-e^{-pa} & 1 \\ -2S+\cos(pa)+e^{-pa} & -S-\sin(pa)+e^{-pa} & 0 & \cos(pa)-e^{-pa} \\ S\left(\cos(pa)+e^{-pa}\right)-2 & S\left(\sin(pa)-e^{-pa}\right)+1 & \cos(pa)-e^{-pa} & 0 \end{vmatrix}$$

Он с точностью к подобным преобразованиям рядков и столбиков совпадает с определителем в работе [9].

ВЫВОДЫ

1. Предложена числовая схема метода граничных элементов для стационарных колебаний балок.

2. Рассмотренный пример использования данной схемы прямого метода граничных элементов подтверждает его правомочность в использовании его для решения задач о распространении волн изгиба в одномерных механических системах, закрепленных периодическим образом.

3. Получение аналитического решения задачи с помощью метода граничных элементов не есть рациональным путем ее решения. Однако оно позволяет понять идею и основные этапы реализации метода граничных элементов, которые одинаковы для задач произвольной размерности.

4. Даная схема метода граничных элементов для балок может быть доработана и для случая пластин. И тогда метод граничных элементов вместе с теорией Флоке могут быть использованы в дальнейших исследованиях явления распространения волн изгиба вдоль двумерных периодических механических систем.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Alam N., Asani N.T. 1984. Vibration and damping analysis of multiplayered rectangular plate with constrained viscoelastic layers // J. Sound and Vibr. – Vol. 97, N4. – 597 – 614.

2. Bobrovnitskiy Yu.I., Genkin M.D., Maslov V.P., Rimskiy–Korsakov A.V 1974. Rasprostranenie voln v konstruktsiyakh iz tonkikh sterzhney i plastin /. – M.: Nauka, – 102.

3. Banerjee J.R., Su H. 2004. Development of a dynamic stiffness matrix for free vibration analysis of spinning beams // Computers and Structures.. – Vol. 82. – 2189 – 2197.

4. Cheng Alexander H. – D., Cheng D.T. 2005. Heritage and early history of the boundary element method // J. Engineering Analysis with Boundary Elements. – Vol. 29(3). – 268 – 302.

5. Doyle J.F. 1997. Wave propagation in structures // Springer–Verlag.

6. Duhamel D., Mace B.R., Brennan M.J. 2006. Finite element analysis of the vibration of waveguides and periodic structures // J. Sound and Vibr. – Vol. 294, N5. – 205 – 220.

7. Dziuk G., Elliott C.M. 2013. Finite element methods for surface PDEs // Acta Numerica. – Vol.22. – 289 – 396.

8. Katsikadelis J.T., Nerantzaki M.S. 1999. The boundary element method for nonlinear problems // J. Engineering Analysis with Boundary Elements. – Vol. 23(5). – 365 – 373.

9. Kutsenko A.G. 1997. Poshirennya khvil v balkakh, zakriplenikh periodichnim chinom // Visnik Kiyvskogo universitetu. Ser. fiz.–mat. nauk., N3. – 69 – 76.

10. A. Kutsenko, V. Yaremenko, O. Chernysh, M. Bondar 2014. About Forced vibration of periodically one–dimensional wave guide // MOTROL. – Vol. 16, № 3. – 248 – 252.

11. Lee J., Thompson D.J. 2001. Dynamic stiffness formulation, free vibration and wave motion of helical springs // J. Sound and Vibr. – Vol. 239. – 297 – 320.

12. Langley R.S. 1994. On the modal density and energy flow characteristics of periodic structures // J. Sound and Vibr. – Vol. 172, N4. – 491 – 511.

13. Lin Y.K. 2006. Random vibration of periodic and almost periodic structures // J. in Mechanics Today. – Vol. 3. – 93 – 124.

14. Lust S.D., Friedmann P.P., Bendiksen O.O. 2005. Free and forced response of multispan beams and multibay trusses with localized modes // J. Sound and Vibr. – Vol. 180. – 313 – 332.

15. Mead D.J. 2006. An approximate method of predicting the responds of periodically supported beams subjected to random convected loading / Mead D.J., Mallik A.K. // J. Sound and Vibr. – Vol. 47. – N4. – P. 457 – 471.

16. Mead D.J. 1996. Wave propagation in continuous periodic structures: research contributions from Southampton, 1964–1995// J. Sound and Vibr. – Vol. 190, N3. – 495 – 524.

17. Mace B.R., Duhamel D., Brennan M.J., Hinke L. 2004. Wavenumber prediction using finite element analysis//Eleventh International

Congress on Sound and Vibration, St. Peterburg.

18. Mace B.R., Duhamel D., Brennan M.J., Hinke L. 2004. Wavenumber prediction using finite element analysis/ //Eleventh International Congress on Sound and Vibration. – St. Peterburg.

19. Mencik J.M., Ichchou M.N. 2007. Wave finite elements in guided elastodynamics with internal fluid // Inter. J. of Sol. And Structures. – – Vol. 44, – 2148 – 2167.

20. Morgun A.S. 2000. Metod rgranichnykh elementiv v rozrakhukakh pal. Monografiya. Vinnytsya. – 131 s.

21. Ouyang H.J., Williams F.W., Kennedy D. 1994. A General method for an alyzing wave propagation along longitudinally periodic structures // J. Sound and Vibr. – Vol. 177, N2. – 277 – 281.

22. Teng B., Taylor R.E. 1995. New higher–order boundary element methods for wave diffraction/radiation // Applied Ocean Research. – Vol. 17(2). – 71 – 77.

23. Tyutekin V.V. 2006. Circumferential and helical normal waves of cylindrical waveguide: helical waves in s free space// Acoustical Physics. – Vol. 52, N 4. – 471 – 476.

24. Zhong W.X., Williams F.W. 1995. On the direct solution of wave propagation for repetitive structures // J. Sound and Vibr. – Vol. 181, N3. – 485 – 501.

25. Wang D., Zhou C., Rong J. 2003. Free and forced vibration of repetitive structures // Inter. J. of Solids and Structure. –. Vol. 40. – 5477 – 5494.

ABOUT BOUNDARY ELEMENT METHOD IN THE PROBLEMS OF STATIONARY VIBRATIONS IN PERIODICALLY SUPPORTED BEAMS

Summary. In paper the basic methods of research of distribution of different type of waves in the periodic mechanical systems are analyzed. The schematic of boundary elements method for the case of stationary vibrations of beams is offered. By transformation of Fourier´s theory decisions were got, the analysis of which analyzed that only one from them was fundamental. This decision together with boundary integral correlations which express the values of unknown functions in the mean of area through their values on the border of area, take the decision of this problem to the solution of the algebraic equation system.

The example of the used of boundary elements method in an aggregate with the Floquet principle is considered. It is got analytical solution of problem about bending wave propagation along an infinitive periodical supported beam.

The possible ways of the using of this method to the problem about the phenomenon of bending wave propagation in the one-dimensional periodically systems are indicated.

Key words: wave, beam, fundamental decision, coefficients of influence.

КЛАССИЧЕСКАЯ КОНСТРУКТИВНО–КОМПОНОВОЧНАЯ СХЕМА МЭС – СОСТОЯНИЕ И ПУТИ РАЗВИТИЯ

Григорий Шкаровский

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Grigoriy Shkarovsky

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Изложены результаты исследования развития колесных энергосредств сельскохозяйственного назначения классической конструктивно-компоновочной схемы. В результате проведенных исследований установлено, что в целях обеспечения требований потребителя классическую конструктивно-компоновочную схему энергосредств целесообразно реализовывать с соблюдением основных признаков присущих улучшенной классической компоновке и различиями, которые концентрируются в двух вариантах схемных решений, а именно: заднее расположение поста управления, не реверсивный пост управления, не реверсивная трансмиссия; реверсивный пост управления, реверсивная трансмиссия. Целесообразность реализации названных вариантов должна обуславливаться потребностями сельскохозяйственного производства, в частности его готовностью, как в технологическом, так и в техническом плане реализовать заложенные в конструкцию машины показатели универсальности конструкции.

Ключевые слова: мобильное энергетическое средство, компоновка, классическая компоновка, конструкция, развитие.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Возможность создания агрегатов различного назначения и компоновки зависит от конструктивно-компоновочной схемы мобильного энергетического средства (МЭС). В последнее время тракторо–строительные предприятия существенно расширили выпуск машин различных конструктивно–компоновочных схем [1], что внесло изменения в себестоимость конечной продукции сельского хозяйства. Это обстоятельство актуализировало вопросы, касающиеся изучения направлений развития конструктивно–компоновочных схем МЭС [2, 3, 4, 5].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Под конструктивно-компоновочной схемой (компоновкой) МЭС подразумевают относительное расположение основных агрегатов и рабочего оборудования энергосредства, соответствующее функциональному назначению последнего и позволяющее использовать его с наибольшей эффективностью [6].

Проблемами в эффективности использования энергосредств классической конструктивно-компоновочной схемы является несовершенство общей конструкции в части максимальной реализации потенциальных тяговых показателей и неудовлетворительные условия агрегатирования с машинами и орудиями, особенно при создании комбинированных агрегатов. В связи с этим ученые и машиностроители сконцентрировали свои усилия на следующих направлениях решения названных проблем: усовершенствование общей конструкции энергосредств [7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14]; усовершенствование и разработка машин и орудий для агрегатирования с МЭС классической компоновки [3, 7, 15]; улучшение условий агрегатирования путем усовершенствования имеющихся и разработки новых устройств для обеспечения удовлетворительных условий агрегатирования [16, 17, 18]. Однако результаты этих

работ не имеют конкретных прогнозов развития энергосредств классической конструктивно-компоновочной схемы.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Определить состояние и направления развития классической конструктивно–компоновочной схемы мобильных энергетических средств.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

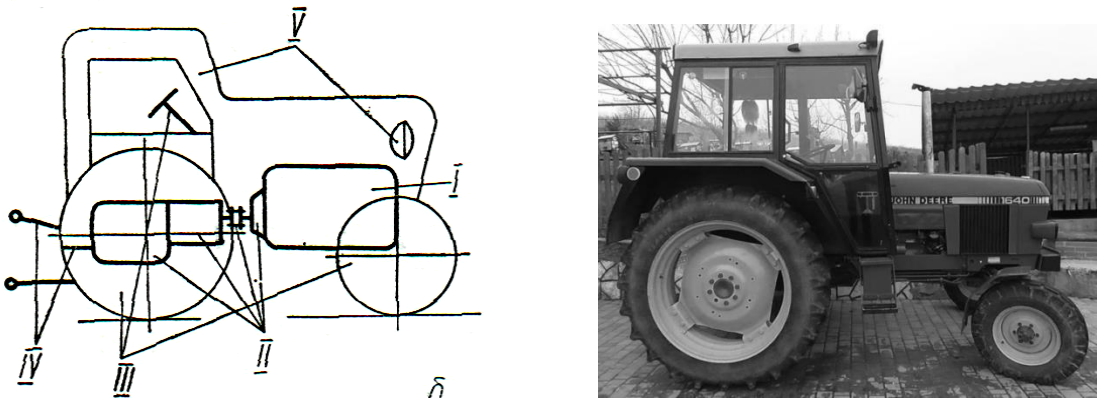
Классическая (традиционная) компоновка МЭС характеризуется передним расположением двигателя, последовательным рядным расположением агрегатов трансмиссии, задним расположением кабины, управляемыми передними колесами меньшего диаметра, чем задние – рис. 1. Трансмиссию (сцепление, коробку передач и задний мост) предпочтительно выполняют в одном блоке и жестко соединяют с двигателем.

Кроме того, в состав МЭС классической конструктивно–компоновочной схемы, входит ходовая часть, системы управления, рабочее, дополнительное и вспомогательное оборудование (см. рис. 1).

При такой компоновке 70...75% массы трактора в статике приходится на задние ведущие колеса, которые обеспечивают реализацию показателей тягового усилия. В случае, если и передние колеса имеют привод, то они обеспечивают более высокие показатели тягового усилия.

Классическая компоновка имеет ряд преимуществ, а именно [6]: – относительная простота конструкции; – максимально–возможное (при условии заднего ведущего моста) использование сцепного веса трактора; – удовлетворительная обзорность задненавесных машин и орудий; – удовлетворительные маневренные качества, благодаря возможности поворота передних управляемых колес меньшего размера на большие углы; – значительный агротехнический просвет и тому подобное.

Такую компоновку имеют подавляющее большинство моделей тракторов Украины и стран СНГ классов 0,2 (ХТЗ–1410, ХТЗ–1611 и т.д.), 0,6 (Т–25А, Т–30А, ХТЗ–2511, ХТЗ–3511 и т.д.), 0,9 (Т–40, ЛТЗ–55, ХТЗ–5020, ХТЗ–6020 и т.д.), 1,4 (ПМЗ– 6АКМ.40; ЮМЗ–8040; ЮМЗ–8240; МТЗ–80; МТЗ–82; Беларус–920 и т.д.). Минский тракторный завод воплотил классическую компоновку и в машинах высших тяговых классов, таких как Беларус–1221, Беларус–1523, Беларус–2022, Беларус–3022, Беларус–3522.

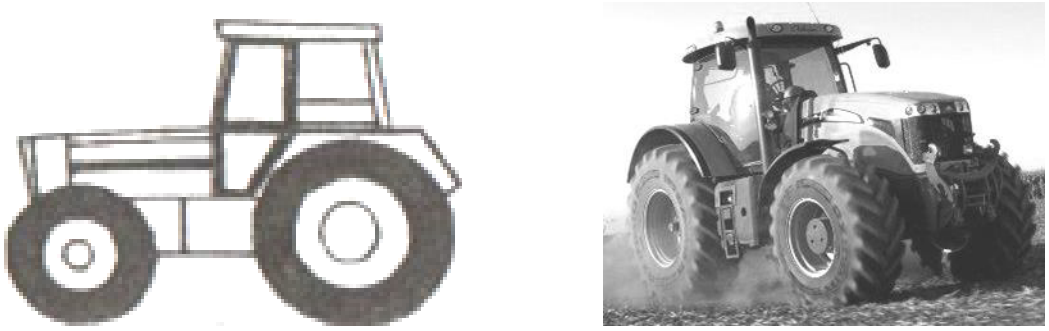


а) *б*)

а – принципиальная схема; *б* – общий вид; I – двигатель; II – агрегаты трансмиссии; III – ходовая часть и системы управления; IV – рабочее оборудование; V – дополнительное и вспомогательное оборудование

Рис. 1. Мобильное энергетическое средство классической компоновки

Fig. 1. Mobile power means classic layout



а) принципиальная схема *б*) общий вид

Рис. 2. Улучшенная классическая конструктивно–компоновочная схема МЭС
Fig. 2. Improved classical design–layout scheme MEM

За последние годы классическая компоновка претерпела модернизацию. Появилась так называемая улучшенная классическая компоновка – рис. 2.

Отличие данной компоновки трактора от классической (традиционной) заключается в следующем: – увеличена доля массы трактора, приходящейся на передний ведущий мост с 25 ... 30% до 35 ... 40%; – увеличено типоразмер шин передних ведущих колес; – передний портальный мост заменен на более мощный балочный мост автомобильного типа; – угол поворота передних управляемых колес для повышения маневровых качеств увеличен до 50 ... 55°; – предусмотрена установка переднего навесного устройства.

Улучшенную классическую компоновку МЭС имеют в реализации ведущие тракторо–строительные фирмы John Deere, Fendt, Massey Ferguson, Casse, Valmet, Claas и т.д., а также последние образцы машин Харьковского (ХТЗ–18040, ХТЗ–21042) Минского (Беларус–1523, Беларус–2022, Беларус–3022 и т.д.), Волгоградского (ВК–170), Петербургского (К–3000АТМ) тракторных заводов.Эффективное использование МЭС в технологических процессах достигается двумя путями: расширением перечня технологических операций, выполнение которых может обеспечить энергосредство; вытеснением из технологических процессов энергосредств других типов. Реализация первого пути обеспечивается вытеснением специализированных уборочных машин машинно–тракторными агрегатами на базе таких МЭС. Второй путь обеспечивается внедрением комбинированных машинно–тракторных агрегатов, которые призваны выполнять за один проход несколько технологических операций. При этом сочетаются операции с разным уровнем использования энергии МЭС, что позволяет более эффективно загрузить энергосредство и отказаться от агрегатов, для создания которых необходимы энергосредства с другими техническими характеристиками.

Для создания названных агрегатов на МЭС классической схемы устанавливали мосты управляемых колес балочного типа, которые выдерживают высокие нагрузки, и за счет применения комбинированного способа поворота типа «Суперруль» [9] с суммарным углом поворота управляемых колес 68^{o}, получали удовлетворительные показатели маневренности.

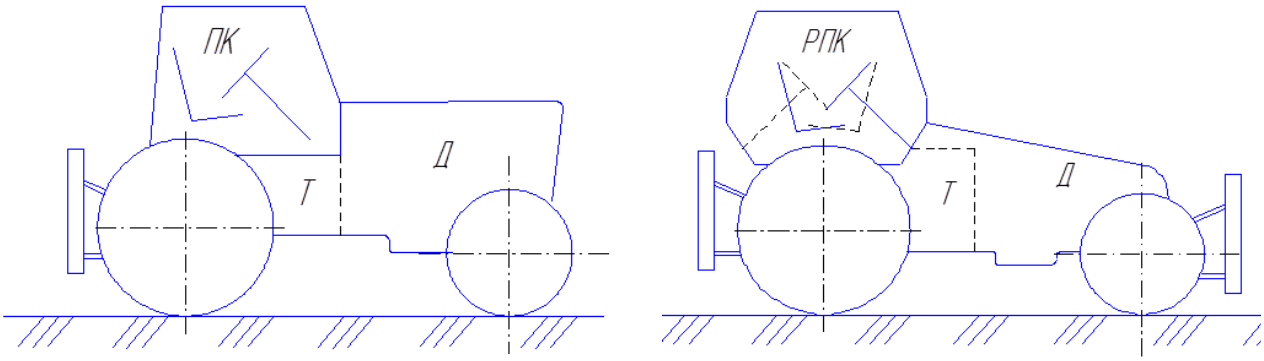
Комбинирование операций привело к появлению передних и боковых навесных устройств и валов отбора мощности, скошенных капотов, передислокации отдельных агрегатов силовой установки и трансмиссии и тому подобное. В результате реализации указанных путей на базе МЭС классической конструктивно–компоновочной схемы создавались агрегаты различного назначения и компоновки – рис. 3.

Все упомянутые выше МЭС относятся к классической конструктивно–компоновочной схемы при том, что могут выполнять совершенно разный перечень технологических операций (при условии обеспечения технологическими модулями) с определенными показателями качества.



Рис. 3. Агрегаты на базе МЭС классической конструктивно-компоновочной схемы
Fig. 3. Units based MPM classical design–layout scheme

Такие возможности МЭС учитываются при исследовании их уровней универсальности. В работе [19] установлено, что трактор типа ЮМЗ–8280 характеризуется уровнем универсальности $К_{ук}$=0,43, для New Holland Ford 8870A $К_{ук}$=0,56, а для Fendt Favorit 924 Vario $К_{ук}$=0,69. Максимальное значение названного показателя для классической конструктивно-компоновочной схемы, с учетом современного развития технологий тракторостроения и сельскохозяйственного производства не превышает 0,80.



а) *б*)

а – заднее расположение поста управления, не реверсивный пост управления, не реверсивная трансмиссия; *б* – реверсивные пост управления и трансмиссия; *Д* – двигатель; *Т* – трансмиссия; *ПК* – пост управления; *РПК* – реверсивный пост управления

Рис. 4. Классическая конструктивно–компоновочная схема МЭС и приоритетные этапы ее развития

Fig. 4. Classical design–layout scheme MPM and priority stages of its development

При этом в современных технологических процессах, принятых к реализации в Украине [20] уровень универсальности конструкции энергосредств классической конструктивно-компоновочной схемы используется на уровне 25–30% [21]. Последнее указывает на отсутствие целесообразности использовать в технологических процессах энергосредства с наиболее высокими показателями универсальности и, соответственно, более высокими ценовыми показателями [1].

Исходя из изложенного, можно выделить основные направления развития классической конструктивно–компоновочной схемы энергосредств – рис. 4. При этом следует заметить, что дальнейшие конструктивные изменения в пределах исследуемой компоновки не позволят существенно повысить уровень универсальности энергосредства, а потому следует анализировать перспективу их реализации и в других конструктивно–компоновочных схемах энергосредств сельскохозяйственного назначения.

Таким образом, классическая компоновка энергосредств позволяет в широком диапазоне характеристик изменять свои потребительские качества до достижения уровня универсальности конструкции $К_{ук}$=0,80 при максимальном его значении равном 1,0 за счет реализации двух вариантов схем, а именно: 1 – заднее расположение поста управления, не реверсивный пост управления, не реверсивная трансмиссия, а все остальные признаки должны соответствовать тем, которые изложены в работе [6] относительно улучшенной классической компоновки (рис. 4*а*); 2 – реверсивный пост управления и трансмиссия, а все остальные признаки должны соответствовать тем, которые изложены в работе [6] относительно улучшенной классической компоновки (рис. 4*б*). Необходимость же реализации названных вариантов должна обусловливаться потребностями сельскохозяйственного производства, в частности его готовностью, как в технологическом, так и в техническом плане реализовать заложенные в конструкцию машины показатели универсальности конструкции.

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенных исследований установлено, что в целях обеспечения требований потребителя классическую конструктивно–компоновочную схему энергосредств целесообразно реализовывать с соблюдением основных признаков присущих улучшенной классической компоновке и различиями, которые концентрируются в двух вариантах схемных решений, а именно: 1 – заднее расположение поста управления, не реверсивный пост управления, не реверсивная трансмиссия; 2 – реверсивный пост управления, реверсивная трансмиссия. Целе-

сообразность реализации названных вариантов должна обуславливаться потребностями сельскохозяйственного производства, в частности его готовностью, как в технологическом, так и в техническом плане реализовать заложенные в конструкцию машины показатели универсальности конструкции.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Schlepperkatalog 2002. alle typen mit daten und preisen. [German] [paperback]. [Tlektronnij resurs]; – Rezhim dostupa. http://www.amazon.co.uk/schlepperkatalog–2002–typen–daten–eisen/dp/3784331173.

2. Pogorilij L.V. 2003. Suchasni problemi zemlerobskoï mexaniki i mashinoznavstva pri stvorenni silskogospodarskoï texniki novogo pokolinnya / L.V. Pogorilij // Texnika APK. – №11. – 4–7.

3. Kovalenko Yu.G. 2004. Osnovnye tendencii razvitiya traktorov i pochvoobrabatyvayushhix orudij / Yu.G. Kovalenko // Texnika i oborudovanie dlya sela. – №2. – 9–10.

4. Yakovenko V.P. 2004. Prioriteti rozvitku silskogospodarskogo mashinobuduvannya ta rinku texniki i texnichnogo servisu / V.P. Yakovenko. Ekonomika APK. –№4. – S. 11–14.

5. Ivanishin V.V. 2005. Strategichni napryamki rozvitku silskogospodarskogo mashinobuduvannya / V.V. Ivanishin // Ekonomika APK. – №1. – 3–8.

6. Komponovka traktorov 2014. [Elektronnij resurs] / – Rezhim dostupa: http://vostok–agro.info/ dokumentaciya/ komponovka–traktorov.html.

7. Kravchuka V.I. 2004. Suchasni tendenciï rozvitku konstrukcij silskogospodarskoï texniki / za red.. V.I. Kravchuka, M.I. Gricishina, S.M. Kovalya. – K.: Agrarna nauka. 396.

8. Nadikto V.T. 2006. Novi mobilni energetichni zasobi ukraïni. teoretichni osnovi vikoristannya v zemlerobstvi / V.T. Nadikto, M.L. Krizhachkivskij, V.M. Kyurchev, S.L. Abdula. – Melitopol: TOV «Vidavnichij budinok MMD». – 337.

9. Evtenko V.G. 1997. Svitovi tendenciï rozvitku mobilnoï energetiki i їx prognoz dlya ukraïni na pochatok xxi stolittya / V.G. Evtenko, L.V. Pogorilij, L.G. Grom–Maznichevskij ta in., za red. L.V. Pogorilogo. – K.: «Silgosposvita». – 68.

10. Pogorilij L.V. 2005. Mobilna silskogospodarska energetika. istoriya, tendenciï rozvitku, prognoz / L.V. Pogorilij, V.G. Evtenko. – K.. Feniks. – 184.

11. Basin V.S. 2006. Napravleniya sovershenstvovaniya traktornoj texniki / V.S. Basin // Traktory i selskoxozyajstvennye mashiny. – №9. – 3–5.

12. Lipkovich E.I. 2006. Proizvodstvo tyazhelyx selskoxozyajstvennyx traktorov / E.I. Lipkovich // Traktory i selskoxozyajstvennye mashiny. – №11. – 3–9.

13. Slavkin V.I. 2012. Tyagovye pokazateli kolesnyx mta kl. 1,4 so semnymi zacepami v usloviyax pashni / V.I. Slavkin, P.I. Gadzhiev, M.M. Maxmutov i dr. // Traktory i selxozmashiny, – №3. – 21–23.

14. Antroshhenkov R. 2013. Teoreticheskie issledovaniya dinamicheskoj modeli kolesnogo traktora 30 kN / R. Antroshhenkov. – Motrol. 15/7. – 170–175.

15. Dubrovin V. 2011. Kompleksnij pokaznik efektivnosti sistemi mashin u roslinnictvi / V. Dubrovin, E. Krasovski, I. Rogovskij. – Motrol. 13B. – 20–24.

16. Yackevich V.V. 1982. O principe modulnogo postroeniya s.–x. mobilnyx agregatov / V.V. Yackevich // Traktory i selskoxozyajstvennye mashiny. – №10. – 11–14.

17. Nadykto V.T. 2003. Osnovy agregatirovaniya modulnix energeticheskix sredstv / V.T. Nadykto. – Melitopol. Kp «MMD». – 240.

18. Bulgakov V.M. 2008. Agregatuvannya plugiv. navchalnij posibnik / V.M. Bulgakov, V.P. Olshanskij, V.T. Nadikto. – K.. Agrarna nauka. – 150.

19. Shkarivskij G.V. 2004. Doslidzhennya vplivu zagalnoï konstrukciï mez na pokazniki jogo universalnosti pri stvorenni mashinno–traktornix agregativ / G.V. Shkarivskij // Mexanizaciya ta elektrifikaciya silskogo gospodarstva. – Glevaxa. NNC “IMESG”. Vip. 88. – 70–77.

20. Sabluk P.T. 2004. Texnologichni karti ta vitrati na viroshhuvannya silskogospodarskix kultur / za red P.T. Sabluka, D.I. Mazorenka, G.Є Maznєva. – Xarkiv. XNTUSG. – 307.

21. Shkarivskij G.V. 2004. Doslidzhennya pokaznikiv universalnosti traktoriv, zajnyatix u vikonanni osnovnix texnologichnix procesiv / G.V.Shkarivskij, S.P.Pogorilij, A.S.Koxno // Mexanizaciya ta elektrifikaciya silskogo gospo-

darstva. – Glevaxa, NNC “IMESG”. – Vip. 88. – 78–85.

CLASSIC DESIGN-LAYOUT SCHEME MPM – STATUS AND DEVELOPMENT

Summary. The results of the study of power means wheeled agricultural use classical design-layout scheme. The studies found that in order to ensure customer requirements classical design-layout scheme power means it is advisable to implement compliance with the main features inherent in improved classical layout and differences, which are concentrated in two circuit solutions, namely. rear-control position without reversing the post Management does not reverse transmission; Reversible control reversible transmission. Feasibility of these options should be subject to the needs of agricultural production, in particular its readiness as technologically and technically implemented by the design of the machine parameters of design flexibility.

Key words: mobile power tool, layout, classic layout, design, development.

DETERMINING OF INFLUENCE OF MORPHOLOGICAL FEATURES OF STEEL STRUCTURE ON ITS PROPERTIES

Olexandr Semenovskiy

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Geroyiv Oborony, 15, Kyiv 03041, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Summary. The regularities of influence of particles of the solid phase alloys on the full range of technical and operational properties of steel are developed. The regularities of influence of particles morphology of carbides and non–deformated carbonitrides on the properties of complex–alloyed steels are determined.

The nature of the functional dependence of the distance between the particles of carbides on the size of the particles is determined which allows to state that the carbide phase grinding is the crusial factor which reduces the distance between the particles and, therefore, enhances the general level of overall operational and technological properties of complex–alloyed steels.

The mathematical dependencies associating the carbide elements in steel with the quantitative and morphological properties of steel structure and, consequently, with its hardness are derived.

Key words: alloying, carbides, carbonitrides, cementation, carbides size, strength.

PROBLEMS

Technological and operational properties of steels used in modern engineering for the details manufacture define production cost and machines and mechanisms reliability and life term.

RECENT RESEARCHES RESULTS ANALYSIS

Performance characteristics of the materials used for the manufacture of parts operating with bounded gears in the presence of oil environments depend on many factors friction and wear. Namely, on susceptibility to cracking [1], the deployment zone of initial microcracks [2], speed of growth and propagation of cracks [3], susceptibility to deformation and demolishing [4], microhardness and morphology alloy structural components [5, 6].

To determine the influence of structural parameters on the overall level of physical and mechanical properties of steels advanced metallurgy separates alloy phase components into five levels depending on the scale factor. They are macro, micro, sub, meso and nuclear [7]. To impact each of these levels we change the chemical composition of the alloy (doping) and enhance chemical and heat treatment.

One of the basic principles of doping choice is based on the following laws – increasing the proportion of covalent bonding increases the strength of the alloy whereas a metal link increases its plasticity [8].

Impact of alloying elements is allocated by type of structural components which they affect [9]:

- The size of an α–phase grain.
- The size and shape of the carbide and karbonitryd phases.
- The content of residual austenite.
- Non–metallic inclusions.

In addition please note that α–phase which has a ferrite–pearlitic structure in the initial state for cementing steels changes its chemical composition, gets polymorphic and martensitic transformation under chemical and heat treatment (carbon content of steel increases from 0.10 ... 0.25% to 0.8 ... 1.0%) [10].

Carbide phase should also be separated into insoluble during cementation high temperatures [11] and the one formed during dispensing.

Non–metallic inclusions can be considered as gaps. [12] Therefore they should be deleted as much as possible during metallurgical processes by doping or dispersed and hlobularised by modification [13, 14].

Based on the analysis of known research in the field of obtaining of steel with a certain set

of technological and operational properties, the ultimate shredding of steel microstructure is required [15]. It's complicated mathematically to reliably measure the dependence of the steel internal structure on alloying, since the literature usually considers qualitative characteristics of influence of the concentration of alloying elements on the size and shape of the phase alloy components [16, 17].

Hence, on our opinion the above outlined problem should be divided at the issue of the influence of doping on the structure of complex steel in steady state and the structure after heat or chemica and heat treatment. Keep in mind the fact that complex alloying differently affects the characteristics of steels tempering ability [18].

That means that complex–alloy steel with approximately similar heat treatment abilities might get different degrees of hardening during tempering given sufficient supply of relative destruction work.

Since cementing steels should be treated chemically and by heating, that is associated with exposure to high temperatures for a long time and their design the propensity to austenitic grain growth during heating and aging should be bounded [19]. Based on the fact that the natural austenite grain with which we are dealing with during cementation directly affects the size and properties of martensite formed after heat treatment, we believe that's the only structural characteristic which might be intermediary for determining of relationship between alloying elements concentration and alloy structure.

There are a few theories based on generally accepted Hall–Patch dependence [20]:

$$\sigma_{â} = \sigma_i + \kappa_y d^{-1/2}. \qquad (1)$$

These theories consider mathematical computational models that correlate the number of characteristics of structural components with the alloy properties.

Equation (1) takes in account alloy characteristics in some initial state described by coefficient σ_i.

The another part of the equation ($\kappa_y d^{-1/2}$) describes degree of hardening by alloying and heat treatment. That makes it clear that the grain size (d) has a deterministic impact on the alloy characteristics. The model built by Zener and Hillert [20] takes into account the Yeshbi–Orovan dependence whch links the critical pressure (τ) with the distance between non–deformed particles (L) and their size (r) and makes possible to quantify the degree of the alloy hardening via the influence of so–called second phase (deformed particles carbides and carbonitrides) on the effective fixing of the certain size grains.

This mathematical model incorporates the Burgers vector (*b*). And that makes all calculations more complicated:

$$\tau = \frac{kb}{L}\ln(r/b). \qquad (2)$$

The hardening technology for low carbon steels contains carburizing, quenching and low tempering. Its main structural component is released martensite and carbide and carbonitryd phases which are insoluble under cementation temperature.

Summarizing the listed mechanisms for steel hardening by doping, given the influence of dislocations, Pickering [20] concluded that martensitic grain size, the distance between the carbide phase particles and their size have a decisive influence during calculating the hardness of tempered martensite. The mathematical dependence is as follows:

$$\sigma_{0,2} = 550 + 1{,}23\cdot 10^{-1} d^{-1} + 4{,}1\cdot 10^{-2} L^{-1}. \qquad (3)$$

Analysing this model we can make a conclusion about allocating of steel hardening mechanisms into three components.

The first one is a constant corresponding to the base composition hardness. And the latter two components describe the degree of alloy hardening by grains grinding and by reducing the distance between the particles of carbide phase correspondingly. Again we are dealing with allocating of effects during doping according to their nature. We can then determine the coefficients of equation (3) which essentially define the degree of steel hardening in the particular above case. The carbide phase will affect essentially the strength if the distance between the particles does not exceed 100 mm (more than 10% of the common level of steel mechanical properties).

In order to improve computational models Ukrainian scientists Vinokur BB and others [21] issued some articles where the effect of alloying elements allocated into calculation of hardening of the α–phase due to distortion of the crystal

grid and hardening of steel by carbide particles and non–deformated carbonitryde phases.

We select the appropriate composition of alloying elements which enables grinding grain α–phase to achieve the required level of mechanical and technological properties. Then the carbide phase hardening increases the steel fluidity limit at value (τ):

$$\tau = \frac{2aGb}{L}. \qquad (4)$$

The most essential value in this equation is the distance between particles (*L*).

RESEARCH OBJECTIVES

The purpose of our research was determining of regularities of influence of steel microstructure on its exploitation properties.

For obtained results enhancement the problem resolving was being hold based on volume factors.

RESEARCH RESULTS

Since the α–phase grain size, concentration, size and distance between particles of carbide phase are come into all equations as the main parameters, a size of natural austenitic grain is recommended as one of the criteria.

Because austenitic structure determines the properties of martensite and can be intermediate between chemical composition and steel properties. In addition, the method of determining the size of natural austenitic grain is developed enough.

With regard to the determining of the second criteria which depends on the characteristics of the carbide phase we offer derived mathematical relationship which associates the distance between the particles of non–deformated solid phase and its concentration and size. The following equation describes that relationship:

$$L_{k,d} = d \times \sqrt[3]{\frac{\pi \cdot 100}{6\kappa}} - d, \qquad (5)$$

where: $L_{k,d}$ – the distance between particles,

d – particles size,

k – particles concentration.

Particular attention please pay to the fact that all known mathematical relationships are based on the characteristics of structural components considered in aappropriate planes that is not quite correct. Whereas in our research outlined characteristics are based on volumetric impacts and that greatly increases the performance of dependencies obtained.

The formula is derived from mathematical formula is derived based on the mathematical expression of dependence of the distance between the centers of balls and their sizes.

The mathematical dependence obtained makes it possible to associate carbide concentration of alloying elements (in this case, titanium and niobium) and its effect on the value of steel hardening. It is just necessary to know the distribution of elements between structural components of the alloy.

To display dependence between alloy hardening and those characteristics graphs of dependence the distance between particles of the carbide phase on their size and concentration in steel. The particles of insoluble carbides have higher microhardness compared to other structural components of steel. They cannot be deformed by external dynamic loadings and therefore have a decisive influence on the process of cracking.

The graph (Fig. 1) shows linear function of the distance between the particles of carbides depending on the size of the particles. This dependence confirms that grinding carbide phase is a determining factor that reduces the distance between the particles and, consequently, increases the degree of alloy hardenin.

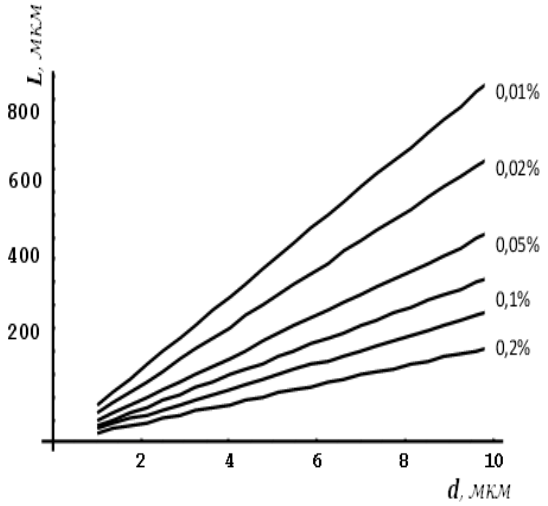


Fig. 1. Dependence of the distance between the carbide phase particles on their size having various concentration of carbide yielding elements

The fractioning of non–deformated inclusions up to 1 ... 3 microns significantly reduces the distance between the particles at a concentration of carbide phase within 0.1 ... 0.2% of the overall alloy volume.

Take in account that the distance between particles is considered not at the plane as common in modern metallurgy but in the 3D volume of real solid.

The outlined graphical dependence based on equation (5) allows to simplify the Pikering mathematical model (3) via substitution of the component responsible for the distance between the carbide fhase particles. We use instead the expression. It contains the certain coefficient ($L_{k,d}$) associating the size of the phase particles and its concentration in steel.

Use formula (5) for getting the above mentioned expression. It allows to essentially simplify and increase reliability of calculations not only by decreasing of arguments number in equation (3) but also by simplification of the overall procedure.

It's reduced to investigation of microsections surfaces made in an appropriate plane and quantitative determination of the distance between the particles and their size.

We assume that the distance between the particles of hardening carbide phase determines the degree of the alloy hardening and the size of carbides and carbonitrides depend on the nature of alloying elements and the degree of steel alloying by those elements. Then it is possible to directly associate the concentration of alloying elements and the degree of alloy hardening using mathematical relationships based on the derived equation (5) and well known Pickering formula (3).

Based on the results obtained the graphical dependence of the distance between the particles (L) on the concentrations of alloying elements (k) is outlined. It has a more complex curvy look.

Fig. 2 shows the functional dependence L = *f* (k) for the carbide phase of particles' size, appropriately, 1, 3, 5, 10 microns. The graphs of these curves are outlined upward, accordingly to the above sequence. They have hyperbolic shape.

It can be seen that when the sizes of rigid particles of carbide phase are 5 and 10 microns the distance between the particles is significant and is within 30 ... 100 mm even with the concentration of carbide elements up to 0.5%. And that is impractical. That means that even with a significant level of steel alloying by carbide elements its hardening is insubstantial..

Practically received confirmation of the obtained regularities is an example of vanadium doping of tool steel. The significant content hardening within 0.6–0.8% is achieved while it's known that vanadium carbide phase has a size of> 0.6 mkm.

The noticeable alloy hardening with the optimal concentration of carbide phase within 0.1 ... 0.2% is observed having particle size equal 2 ... 3 mm. This carbide phase form is gained via low concentrations <0.1% of titanium and niobium.

Noteworthy is the fact that the nature of the curve described by dependence. L = *f* (k) (Fig. 2), indicates the more intensive increase of the distance between the particles having lower concentrations of less than 0.05 per cent to 0.15 ... for the carbide particles size of accordingly 1 ... 3 micronsT.

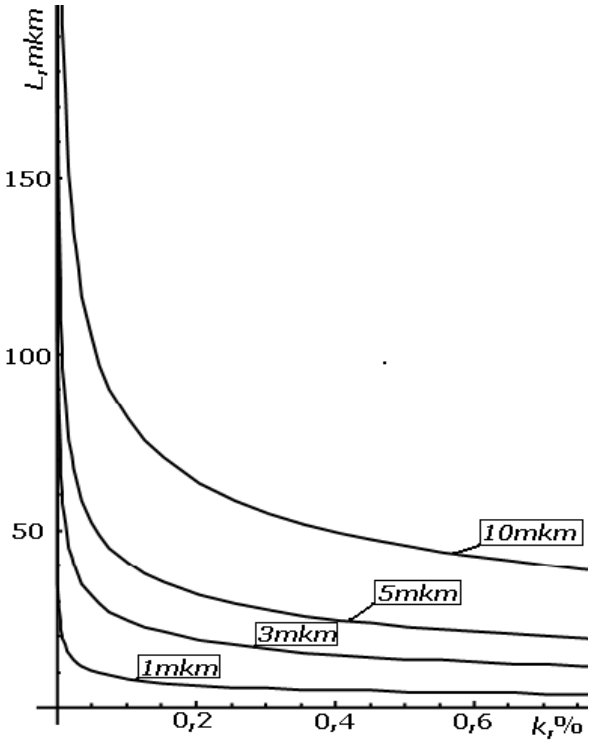


Fig. 2. Dependence of the distance between carbide inclusions on their concentration (for the carbide phase of sizes 1, 3, 5, 10 *мкм*)

Intensive increase of the distance between the particles as mentioned earlier leads to the leveling effect of alloying elements that in our

case forms finely dispersed carbide phase (NbC + TiC).

The comparison of graphical analysis of dependence of distance between the carbide phase particles on their size and concentration made it possible to answer the question why in a certain excess of content of alloying elements decrease in mechanical properties of steel was observed. This is because at low concentrations (within 0.1%) the particle size of carbide phase remains minimal (1 ... 3 microns). In this case, it is the concentration of alloying elements reduces the distance between the particles which causes alloy hardening.

Increase of the concentration of the forming the carbide phase (which is resistant to high temperatures) alloying elements causes the increase of the phase size, ant that in turn increases the distance between the particles and leads to alloy softening.

Thus the derived equation (5) makes it possible to associate the concentration of the alloying element with steel properties through steel structure. That is, knowing the distribution of chemical elements between phases we can determine the effect on the mechanical properties of non–deformated phase.

To deploy final calculations based on the Pickering equation (3) the quantitative estimation of the impact of alloying elements on hardening of the α–phase grain is required. However, as noted earlier, this feature can essentially vary depending on the heat treatment modes. Therefore, it's more appropriate to proceed with the criteria of the estimate of the α–phase grain hardening after a standardized heat treatment mode associating it with the natural austenitic grain size.

The paper [22] is still the only calculation model which establishes the quantitative relationship between the chemical composition of steel and its properties. Based on a comparative analysis of data calculated via Kondratyuk and others model and on the investigation of complex–alloyed steels the high correlation in this data has been established.

The mechanical properties of steels were determined by ten samples for the point, therefore the experimental data is quite reliable.

The optimal temperature of tempering was adopted via dilatometer curves. This allows to avoid inaccuracy appearing during calculating of the equation part related to the degree of influence of overheating during heat treatment.

When determine the ultimate strength of the base steel composition 15HHN calculations project observed data with an error close to zero. Having more complex set of alloying elements comprising the composition Ti + Nb calculation error is under a few percent during titanium doping and around 10 percent during simultaneous titanium and niobium doping.

Regarding the viscosity characteristics of of steel, as noted by the authors of computational models, the correlation is a bit lower and within 80–90%. This applies both basic and complex steel–alloy steel compositions developed by us.

For particular investigated doping intervals the mathematical expressions of the influence of titanium and niobium on the mechanical properties of steels are obtained based on the developed graphical results. Those doping intervals are concluded to be the best based on a comprehensive analysis of the experience of domestic and foreign researchers.

The dependence of the viscosity on the concentration of titanium carbide and niobium is described by the equation of the third degree as it has the extreme under certain content of alloying elements. Investigation of alloys' structure can explain that. Titanium and niobium have the ability to grind natural austenitic steel grain which allows to simultaneously increase the hardness and viscosity of steel. But in excess of a certain limit viscosity begins to decrease. It's caused by increase of the size of the carbide particles and, the distance between the particles of carbide phase also increases (as analysed in Fig. 2).

Outlined factors explain the nature of the reduction of mechanical properties of steel under excess of a certain limit of alloying by elements which are able to create the insoluble carbide and karbonitrydnu phase.

Mathematical formulas obtained from experimental research gave us the opportunity to clarify the calculation models [22] inside the observed concentration of alloying elements interval. The part of equation related to the titanium and niobium impact is clarified and supplied by additional component determining the cerium impact. It takes the following form:

$$\sigma_в = 443 + 3058 \cdot C - 229 \cdot Mn + 267 \cdot Si + 412 \cdot Cr + 184 \cdot Mo + 22{,}7 \cdot Ni - 235 \cdot Cr \cdot Si -$$

$35{,}2 \cdot Mn \cdot Ni + 323 \cdot Cr \cdot V + 170 \cdot Mn^2 - 68{,}3 \cdot Cr^2 - 1113 \cdot V^2 - 28423 \cdot Ti^2 + 545{,}5 \cdot Ti - 7442 \cdot Nb^2 + 1985 \cdot Nb + 15050500 \cdot Ce^3 - 955628 \cdot Ce^2 + 14913 \cdot Ce.$ (6)

$KCU = 85 + 69{,}4 \cdot Mn + 1{,}51 \cdot Cr - 167 \cdot Mo - 9{,}61 \cdot V - 195 \cdot C \cdot Mn + 12{,}7 \cdot Mn \cdot Ni - 358 \cdot C^2 - 10{,}2 \cdot Mn^2 + 9{,}6 \cdot Si^2 + 551 \cdot Mo^2 + 368056 \cdot Ti^3 - 90387 \cdot Ti^2 + 5239 \cdot Ti + 39805 \cdot Nb^3 - 20701 \cdot Nb^2 + 3289 \cdot Nb + 19474700 \cdot Ce^3 - 1631000 \cdot Ce^2 + 31984 \cdot Ce.$ (7)

Implemented enhancement of existing mathematical models (6, 7) can more accurately determine the optimal concentration of carbide elements titanium, niobium in steel via the mathematical model [22] It is still the only existing which directly associates properties and chemical composition of the steel.

Complex alloying of steel by titanium and niobium which are strongly carbide creating element disperse the martensitic structure maximally by reducing its susceptibility to austenitic grain growth during aging under the high temperatures and cementation.

CONCLUSIONS

The regularities of influence of particles morphology of carbides and non–deformated carbonitrides on the properties of complex–alloyed steels are determined.

The nature of the functional dependence of the distance between the particles of carbides on the size of the particles is determined which allows to state that the carbide phase grinding is the crusial factor which reduces the distance between the particles and, therefore, enhances the general level of overall operational and technological properties of complex–alloyed steels.

The mathematical dependencies associating the carbide elements in steel with the quantitative and morphological properties of steel structure and, consequently, with its hardness are derived.

LITERATURE

1. Romaniv O.N. 2010. Fatigue and cyclic fracture toughness of structural materials / O.N. Romaniv, S.Y. Yarema, G.N. Nikiphorchin. – K . Naukova Dumka. – 121 – 226.

2. Semenovskiy O.E. 2000. The formation and growth of cracks during the steel contact fatigue. / O.E. Semenovskiy // – Physician and chemical mechanics of materials. – 2000. – № 4. – 120–121.

3. Panasyuk V.V. 2008. Fundamentals of destruction mechanics / V.V. Panasyuk, A.E. Andrejkiv, V.Z. Parton. – K.. Naukova Dumka. – 28–167.

4. Suhenko J. 2014. Nature of corrosion and mechanical fraying of food and processing equipment / J. Suhenko, A. Dzyub, V. Suhenko, V. Manuilov // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin, 2014. Vol. 16. No 2. – 90–96

5. Rogovskiy L.L. 2011. Durability of surfaces of agricultural machinery basic parts / L.L. Rogovskiy // MOTROL. Motorization and power industry in agriculture – Lublin. Vol 13 107–110

6. Zinchenko V.M. 2002. Steels for carburized and nitrocementating details / V.M. Zinchenko // Metalls technology. – No. 7. – 15 – 21.

7. Ershov G.S. 1993. Structuring and properties formation of steels and alloys. / G.S. Ershov, L.A. Poznyak // K.. Naukova Dumka. – 391.

8. Semenovskiy O.E. 2011. Increased service life of components by optimizing the chemical composition of cemented steel / O.E. Semenovskiy // Scientific Bulletin of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series. Technology and Energy AMC, – K. – Vol. 166, ch. 1. – 175–183.

9. Ershov V.M. 2002. Physics and mechanics fundamentals for the rational alloying steels and alloys. / G.S. Ershov // – M.. Metalurgy. – 5–127 .

10. Feket Dj. 2004. Application of advanced high–strength steels in the automotive industry. / J. Feket Dj. // Reports of the International Workshop "Recent advances in metallurgy and steel manufacture technology for the automotive industry", Moscow, February 17–18, 2004, Moscow. Metallurgy. – 21 – 30.

11. Geller A.L. 1996. Phase composition and contact endurance of cemented alloyed steel / A.L. Geller, V.V. Vinokur // AN USSR. Metals. – No 3. – 197–202.

12. Brodetsky I.L. 2004. Analysis of non–metallic inclusions in the grain boundaries of steel with hardening carbonitride /

I.L. Brodetsky, V.P. Kharchevnikov, A.I. Trotsan // Metallurgy and heat treatment of metals. – No. 3. – 12–14.

13. Prilepsky Y. 2004. Effect of calcium and titanium microalloying on quality indicators of bor containing reinforcing steel / Y.V. Prilepsky, V.S. Zhivchenko, O.N. Akimov // Metallurgy and heat treatment of metals. – No. 1. – 70 – 72.

14. Brodetsky I.L. 2003. Microalloying of steel 10G2FT REM and SiCa to reduce its cold brittleness caused by grain–boundary carbonitrides. / I.L. Brodetsky, A.I. Trotsan, V.D. Alexandrov., B.F. Belov // Proceedings of the Intern. Conf. "Noble and unique metals 2003", Donetsk, September 22–26. Donetsk National Technical University. – 11–24.

15. Xuc Chun–Fang. 2003. The mechanism of hardening and enhancing of viscosity of microalloyed steel Nb / Xuc Chun–fang, Wang Xin–hua, Xin Yi–de. // Jinshu rechuli – Heat Treat. Metals. – 28 – No. 5. – 15–17.

16. Migachev B.A. 2001. Effect of niobium on the mechanical properties of the steel 9H2MF used for the manufacture of rolls / BA Migachev // Metallurgy and heat treatment of metals. – No. 3. – 18–21.

17. Hashimoto S. 2004. Influence of additives of molybdenum and niobium on the mechanical properties of the heat doping steel with triple effect comprising 0,2% C, 1,5% Si, 1,5% Mn / S. Hashimoto, S. Ikeda, K. Sugimoto, S. Miyaki // Reports of the International Workshop "Recent advances in metallurgy and steel manufacture technology for automotive industry", Moscow, February 17–18, 2004, Moscow. Metallurgy. – 89–103.

18. Guljaev A.P. 1997. On reliability of highly strong steel / A.P. Guljaev. // Metallurgy and heat treatment of metals. – No. 11. – 7.

19. Opalchuk O.S. 2013. Enhansing of mechanical characteristics of low carbon steel by grain structure grinding / A.S. Opalchuk. O.E. Semenovskiy. // Scientific and technical journal. Metallurgy and metal processing. – К. – No 1. – 97–102.

20. Pikkering F.B. 2002. Physical metallurgy and development of steels / F.B. Pikkering //.– M.. Metalurgy. – 184.

21. Vinokur V.V., Bejnisovich B.N., Geller A.L., Natanson M.E. 2007. Macine steel doping. – M.. Metalurgy. – 211.

22. Vinokur B.B. 2009. Calculation models for determining of mechanical properties of constructional steels. / B.B. Vinokur, O.G. Kasatkin, S.E. Kondratuck // Metallurgy and heat treatment of metals. – No 7. – 2–6.

КОМПОЗИЦИОННЫЕ ПОРОШКОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ УПРОЧНЕНИЯ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Роман Яковенко[1], Виталий Маслюк[1], Николай Денисенко[2]

[1]Институт проблем материаловедения им. Францевича НАН Украины
Ул. Кржижановского, 3, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Roman Yakovenko[1], Vitali Maslyuk[1], Nikolai Denisenko[2]

[1]Institute for Problems in Materials Science is Ukrainian
Str. Krzhizhanovsky 3, Kiev, Ukraine. E-mail. engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail. engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Разработан новый композиционный порошковый материал, исследовано влияние температуры спекания на структуру и некоторые механические свойства материала. Рассмотрено возможность упрочнения и восстановления рабочих органов сельскохозяйственных машин новым износо-коррозионностойким порошковым материалом. Проведенное исследование влияния температуры спекания на структуру и свойства образцов карбидостали Х13М2–(15–30)% об. Cr_3C_2 позволило установить, что использование спекания в вакууме позволяет получить карбидостали с достаточным уровнем физико-механических свойств.

По результатам испытаний, которые проводились на опытно-хозяйственном предприятии при Национальном университете биоресурсов и природопользование Украины, молотки, армированные сварными вставками из сплава Х13М2–30% об. Cr_3C_2, показали повышение срока службы в 2–2,5 разы выше серийных молотков из стали 65Г и рекомендованные к производственному использованию в составе дробилок БМК–1.

Перспективность использования сплавов Х13М2–30% об. Cr_3C_2 для этих целей определяется также тем, что они в своем составе практически не содержат дефицитных материалов. Это делает такие сплавы дешевле и более доступными для сельскохозяйственного машиностроения.

Ключевые слова: нержавеющая сталь, карбидосталь, спекание, карбид хрома, восстановление, упрочнение, сельскохозяйственные машины.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Для измельчения хрупких продуктов используются измельчительные аппараты, рабочим узлом которых является ротор со свободно подвешенными пластинами из стали 65Г, сталь 45, которые работают по принципу свободного удара. Стойкость таких молотков не высокая и оценивается в тоннах измельченного продукта на одну рабочую грань до ее катастрофического износа. Практикой эксплуатации кормоприготовительных машин установлено, что долговечность их серийных рабочих органов не превышает 150–200 тонн наработки на одну грань, а молотки малогабаритной комбикормовой установки УМК-Ф-2 имеют наработку на отказ для одной рабочей грани 20 часов.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Рабочие органы разнообразных машин и оборудование животноводческих ферм – это детали трения, которые по своему количеству в несколько раз превышают пары трения [1–3]. Потери массы металла в результате их износа технологическими материалами

большие и становят от 10 до 50% их массы, а иногда и более, тогда как потери массы металла при износе сопряженных тел трения в условиях смазки колеблется в пределах 0,1–1,0%. Износ рабочих граней молотков проходит в потоке зерно смесей, в составе которых есть абразивные примеси грунтовой пыли до 4%. При конструировании кормоприготовительных машин с большими круговыми скоростями их рабочих органов необходимо учитывать инерционные силы, что возникают из–за неравновесности ротора. Низкая износостойкость серийных молотков и значительные затраты по их техническом обслуживании существенно снижает технико-экономические показатели эксплуатации кормоприготовительных машин.

Накоплен значительный, теоретический и практический опыт [4–5], а также наши исследования подтверждают, что одним из возможных методов повышения стойкости деталей против абразивного и коррозионного разрушения и надежности быстроизнашиваимых деталей кормоприготовительных машин и механизмов является использование для их изготовления порошковых керамико–металлических материалов с гетерогенной структурой, в том числе безвольфрамовых твердых сплавов, карбидосталей и нержавеющих сталей с присадками [6–8].

Нержавеющие экономлегированные стали из экономической, технологической точек зрения и за уровнем физико-механических свойств являются наиболее пригодной основой для создания карбидосталей с участием карбида хрома [9–11]. Эти сплавы малоисследованы, вместе с тем по уровню физико-механических и эксплуатационных свойств они являются перспективными материалами для изготовления деталей с повышенной износостойкостью, которые могут также эксплуатироваться в коррозионноактивных средах.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы есть разработка научно-обоснованных положений, создания упрочненных материалов для увеличения надежности, износостойкости рабочих органов кормоприготовительных машин и снижения норм затрат запасных частей.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Исследования проводили на призматических образцах, изготовленных по технологической схеме однократного прессования при давлении 800 МПа и спекания в интервале температур 1150–1300 °С, в вакууме. При этом порошки с добавками карбида хрома перед прессованием подверглась механоактивации.

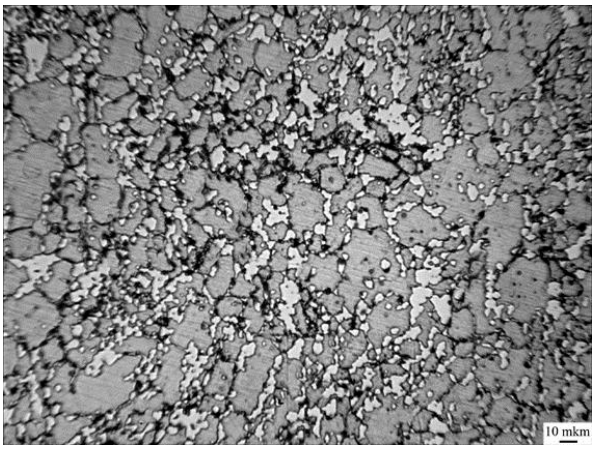
Исследовали влияние температуры спекания на формирования микроструктуры, плотность, предел прочности при изгибе и твердость по Роквелу. Металлографические исследования проводили на оптическом микроскопе XJL–17. Испытания на износостойкость карбидосталей проводились в паре с алмазным кругом по ГОСТ 16167–80. Триботехнические свойства определялись по методике ГОСТ 26614–85.

Среди изготавливаемых методами порошковой металлургии материалов широкое распространение получили карбидостали. В качестве карбида для карбидосталей чаще всего применяют карбид титана. Общим недостатком их есть невысокая коррозионная стойкость, что определяет актуальность проведения исследований по разработке износо–коррозионностойких карбидосталей.

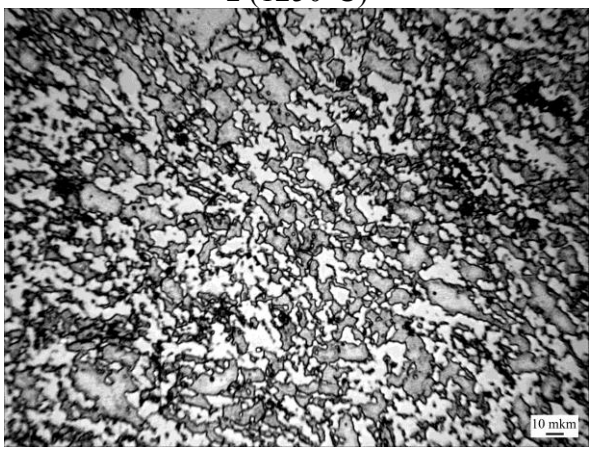
Основной проблемой при создании композиционных материалов на основе системы нержавеющая сталь – карбид переходного металла, является получение беспористых материалов с высокой плотностью, которые бы имели высокие прочность, твердость и износостойкость. В результате детального анализа карбидов нами был выбран высший карбид хрома Cr_3C_2, т.к. известно [8], что сплавы с его участием имеют высокую стойкость к коррозии в растворах кислот и щелочей. Исследование температуры спекания на усадку, плотность, твердость, а также прочность на изгиб проводилось на образцах, изготовленных из смеси порошков нержавеющей стали марки Х13М2 с добавками карбида хрома в количестве 15 – 30 % об. и эталонных образцов из стали Х13М2 без карбидных добавок.

Образцы изготавливались жидкофазным спеканием. Смеси порошков стали Х13М2 и карбида хрома перед прессованием подвергались механоактивации. Далее шихты за-

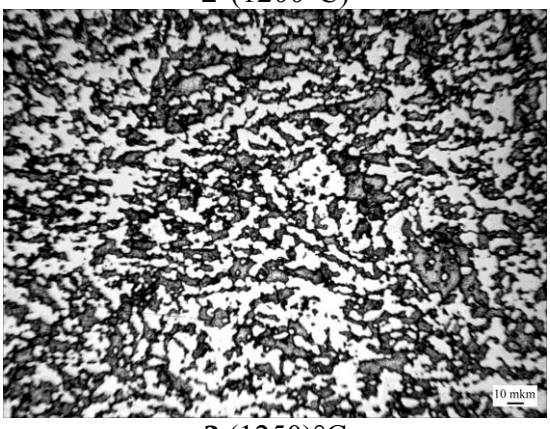
данного состава прессовали и спекали. Спекание проводили в вакууме при температурах 1150–1300 °С и выдержке 1 час.



1 (1250°С)



2 (1200°С)



3 (1250)°С

Рис. 1. Микроструктуры спеченных, при оптимальных температурах, образцов карбидостали разного состава: 1 – Х13М2–15% об. Cr_3C_2, 2 – Х13М2–22,5% об. Cr_3C_2, 3 – Х13М2–30% об.Cr_3C_2

Fig. 1. Microstructure of sintered at optimum temperatures reinforced steels samples of different composition: 1–Cr13Mo2–15% vol. Cr_3C_2, 2–Cr13Mo2–22,5% vol. Cr_3C_2, 3–Cr13Mo2–30% vol. Cr_3C_2

На (рис. 1) представлены фотографии микроструктуры карбидосталей с разным содержанием Cr_3C_2. Как видно из рис. 1 с увеличение количества карбида хрома в смеси микроструктура карбидостали существенно изменяется от крупнозернистой до мелкозернистой, средний размер частиц карбидной фазы около 6 мкм, металлической фазы – 19 мкм. С увеличением температуры спекания от 1150 до 1250 °С средний размер карбидных и металлических зерен возрастает в 1,5 раза. Микротвердость карбидной составляющей в карбидосталях на основе Х13М2 изменяется от 7,5 до 14 ГПа. Микротвердость металлической фазы находится в пределах 3,1–4,3 ГПа. Разброс микротвердости твердой составляющей объясняется образованием разных типов сложных карбидов. M_7C_3, $M_{23}C_6$, M_2C (где М – Fe, Cr, Mo).

Установлено, что при температуре спекания 1150 °С усадка образцов проходит преимущественно по твердофазному механизму. Микроструктура образцов, спеченных при этой температуре отличается видимой пористостью в пределах 10–14%. Для образцов с содержанием карбидов 22,5–30% об. повышение температуры спекания, от 1200 до 1300 °С, приводит к росту относительной плотности от 0,86 до 0,98 % (рис. 2).

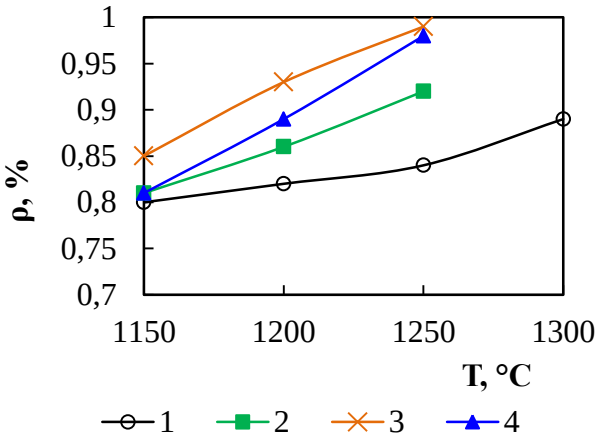


Рис. 2. Зависимость плотности образцов стали Х13М2 (1) и карбидосталей Х13М2 – 15% об. Cr_3C_2 (2); Х13М2 – 22,5 % об. Cr_3C_2 (3); Х13М2 – 30 % об. Cr_3C_2 (4) от температуры спекания

Fig. 2. Density Cr13Mo2 steel samples (1) and reinforced steels Cr13Mo2 – 15% vol. Cr_3C_2 (2); Cr13Mo2 – 22.5% vol. Cr_3C_2 (3); Cr13Mo2 – 30% vol. Cr_3C_2 (4) from the sintering temperature

Это объясняется тем, что при этих температурах спекания в местах контакта сталь – карбид образуется значительное количество жидкой фазы, и процесс уплотнения связан в основном с перегруппировкой частиц карбида хрома.

Твердость карбидостали на основе Х13М2 с повышением температуры спекания возрастает и достигает наибольших значений 80 HRA для карбидостали с 30% об. Cr_3C_2 при температуре спекания 1300 °С (рис. 3, а). Высокая твердость карбидостали на основе Х13М2 обусловлена близким расположением состава к мартенситной области как это следует из диаграммы Шефлера [12].

Исследования зависимости прочности на изгиб от температуры спекания показали, что при повышении температуры спекания прочность карбидостали с 15 и 22,5% об. Cr_3C_2 растет, достигая своих максимального значения 1450 МПа, в интервале температур 1200–1250 °С (рис. 3,б). Понижение прочностных свойств с повышением температуры спекания до 1300 °С можно объяснить ростом размера зерен металлической и карбидной фаз от 3–15 мкм до 34–61 мкм.

Этому способствует повышение количества жидкой фазы и интенсивная перекристаллизация карбидной составляющей.[16–20].

Увеличение содержания карбида до 30% об. приводит к уменьшению прочности и повышению твердости, в связи с образованием в структуре материала значительного количества хрупкой и твердой фазы, представляющей собой сложные карбид типа $(Cr,Fe)_xC_y$ [11].

Композиционные материалы, которые содержат карбиды металлов, имеют высокую твердость, и потому целесообразно их износостойкость определять в паре с абразивным материалом (контртелом). Накопленный опыт [13–15] указывает, что износ материала определяется комплексом характеристик внутреннего строения материала, потому его нельзя однозначно связать лишь с некоторыми физико-механическими свойствами исходной структуры.

На (рис. 1) представлены фотографии микроструктуры карбидосталей с разным содержанием Cr_3C_2. Как видно из рис. 1 с увеличение количества карбида хрома в смеси микроструктура карбидостали существенно изменяется от крупнозернистой до мелкозернистой, средний размер частиц карбидной фазы около 6 мкм, металлической фазы – 19 мкм. С увеличением температуры спекания от 1150 до 1250 °С средний размер карбидных и металлических зерен возрастает в 1,5 раза. Микротвердость карбидной составляющей в карбидосталях на основе Х13М2 изменяется от 7,5 до 14 ГПа. Микротвердость металлической фазы находится в пределах 3,1–4,3 ГПа. Разброс микротвердости твердой составляющей объясняется образованием разных типов сложных карбидов. M_7C_3, $M_{23}C_6$, M_2C (где М – Fe, Cr, Mo).

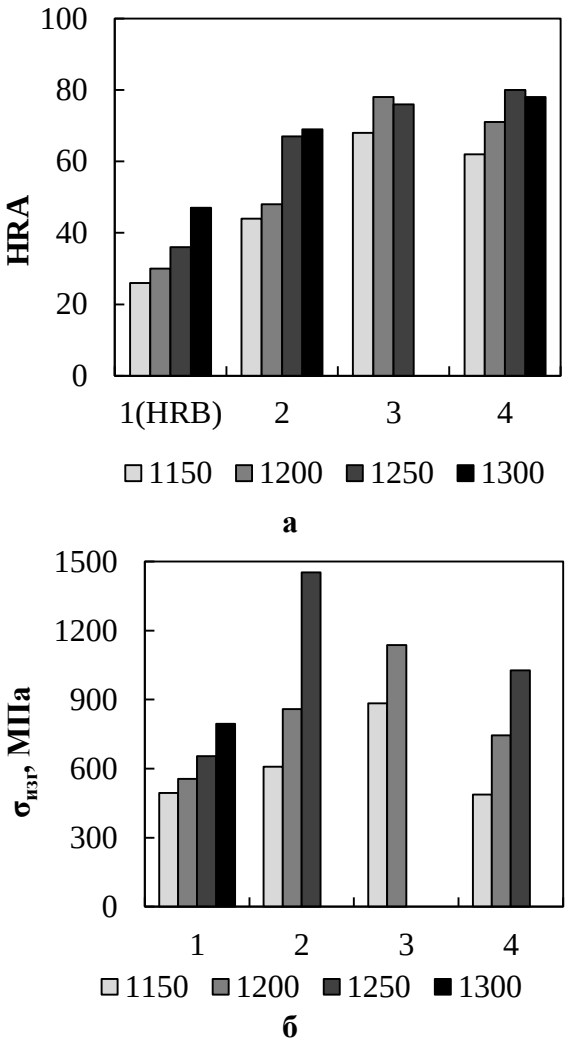


Рис. 3. Зависимость твердости (а) и прочности на изгиб (б) от температуры спекания стали Х13М2 (1) и карбидосталей: Х13М2 – 15% об. Cr_3C_2 (2); Х13М2 – 22,5 % об. Cr_3C_2 (3); Х13М2 – 30 % об. Cr_3C_2 (4)

Fig. 3. The hardness (a) and the flexural strength (b) sintering temperature Cr13Mo2 steel (1) and reinforced steels: Cr13Mo2 – 15% vol. Cr_3C_2 (2); Cr13Mo2 – 22.5% vol. Cr_3C_2 (3); Cr13Mo2 – 30% vol. Cr_3C_2 (4)

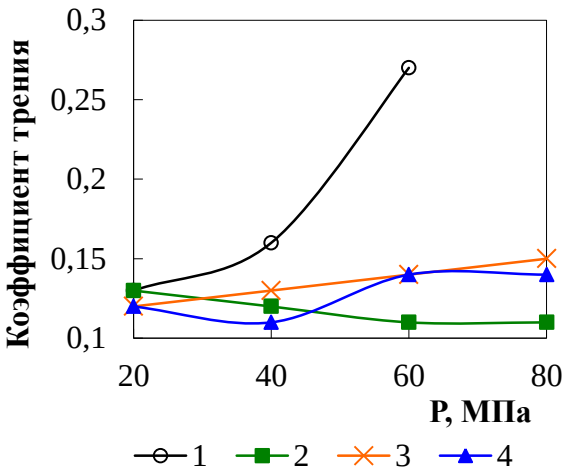


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения от нагрузки стали Х13М2 (1) и карбидосталей: Х13М2 – 15%об.Cr_3C_2 (2); Х13М2 – 22,5 % об. Cr_3C_2 (3); Х13М2 – 30% об. Cr_3C_2 (4)

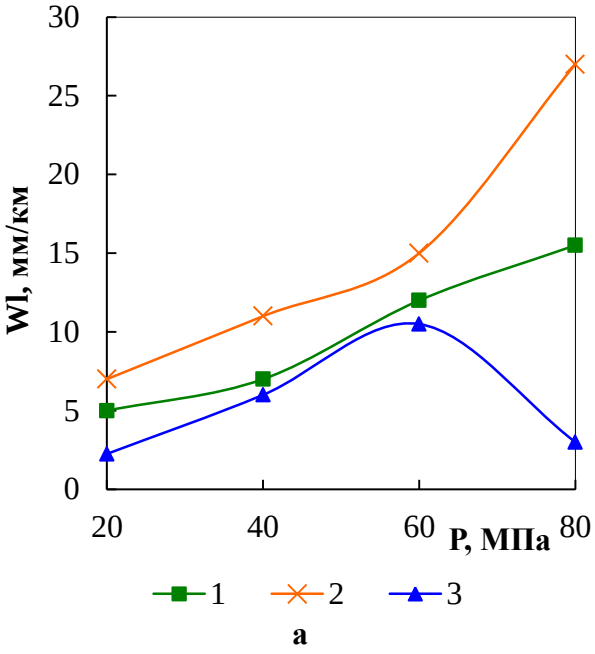
Fig. 4. Coefficient of friction on steel load Cr13Mo2 (1) and reinforced steels: Cr13Mo2–15% vol. Cr_3C_2 (2); Cr13Mo2–22.5% vol. Cr_3C_2 (3); Cr13Mo2– 30% vol. Cr_3C_2 (4)

Интенсивность изнашивания образца и контртела определялись методом взвешивания образца и контртела до и после испытание через каждый километр пути трения при ступенчатой нагрузке.

Испытания показали, что износостойкость образцов из порошковых сталей Х13М2 незначительная и повышение нагрузки более 40 МПа приводит к катастрофическому износу образцов из этой стали. При этом резко возрастает коэффициент трения от 0,15 при нагрузке 20 МПа до 0,31 при 40 МПа.

Введение карбида хрома резко повышает стойкость к изнашиванию, она увеличивается в ~20 раз.

При повышении концентрации твердой составляющей в карбидостали, уменьшается износ материала. Коэффициент трения для карбидостали на основе Х13М2 – 7,5% об. Cr_3C_2 снижается с увеличение нагрузки (рис. 4).



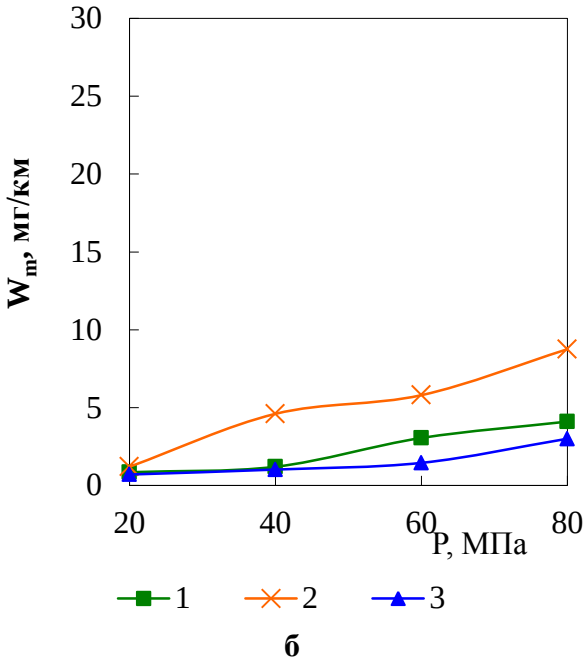


Рис. 5. Зависимость линейного W_l(мкм/км) (а) и весового W_m(мг/км) (б) износа от нагрузки карбидосталей: Х13М2 – 15% Cr_3C_2 (1); Х13М2 – 22,5 % Cr_3C_2 (2); Х13М2 – 30 % Cr_3C_2 (3)

Fig. 5. Linear dependence W_l(mm/km) (a) and the weight W_m (mg/km) (b) load wear reinforced steels: Cr13Mo2–15% vol. Cr_3C_2 (1); Cr13Mo2–22,5% vol. Cr_3C_2 (2); Cr13Mo2–30% vol. Cr_3C_2 (3)

При использовании в качестве разница линейного износа в образцах на основе стали Х13М2 с 15 и 30% об. Cr_3C_2 не превышает

1%, и составляет соответственно 15,5 и 12 мкм/мм.

Карбидосталь Х13М2–22,5% об. Cr_3C_2 имеет более высокие значения массового и линейного износа (рис. 5). Это связано с тем, что твердость и прочность этой карбидостали выше чем у карбидостали на основе Х13М2 с (15, 30)% об. Cr_3C_2.

Поэтому алмазный круг контртела проскальзывая по поверхности образца из карбидостали приводит к локальному разогреву и окислению образца. В случае с образцами состава Х13М2–(15, 30)% об. Cr_3C_2 контртело врезается в материал карбидостали отрывая частицы.

Процесс окисления негативно влияет на износостойкость, ухудшая ее. Это подтверждается наличием продуктов износа черного цвета. Рентгенофазовый анализ которых показал наличие оксидов исходных материалов.

Сплавы "хромистая сталь–карбид хрома" с содержимым карбида 30% об. имеют наряду из высокой твердостью и износостойкостью повышении характеристики прочности. Такое соединение свойств позволяет рекомендовать их для изготовления деталей, которые работают в условиях ударно–абразивного изнашивания, в частности рабочих органов для размола фуражного зерна и приготовления комбикормов.

Молотком является стальной корпус, рабочие грани которого армированы, путем электросварки в среде углекислого газа, вставками из износо-коррозионностойкого материала Х13М2–30% об. Cr_3C_2. Общий вид готового молотка с гранями (рис. 6).

Эксплуатационные испытания молотков проводили в лаборатории кормоприготовления ОП НУБиП Украины "Агрономическая опытная станция" на установке БМК–1 (рис. 7) при помоле фуражного зерна (овса, пшеницы, сои, ячменя) засоренного качества.

Одновременно с молотками, армированными вставками из Х13М2–30% об. Cr_3C_2, испытывали молотки из базового материала – из термообработанной стали 65Г.

Износостойкость молотков определяли по изменению их массы. Испытания показали повышение долговечности экспериментальных молотков из сплава Х13М2–30% об. Cr_3C_2 в 2–2,5 раза, улучшение технологической операции измельчения кормов по сравнению с серийными молотками из стали 65Г.

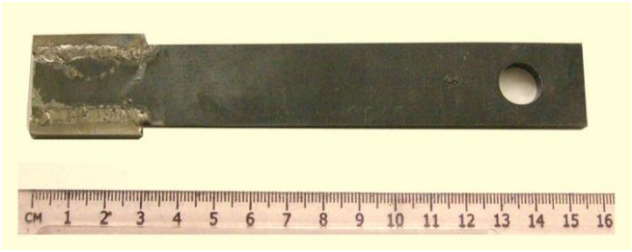


Рис. 6. Молоток дробилки БМК–1 со вставками из карбидостали Х13М2– 30% об. Cr_3C_2, приваренными электросваркой

Fig. 6. Hammer crusher BMK–1 with inserts of reinforced steels); Cr13Mo2–30% vol. Cr_3C_2, welded by electric



Рис. 7. Установка для приготовления кормов БМК– 1

Fig. 7. Installation for feed preparation BMK– 1

Сочетание высокой прочности с достаточной твердостью и износостойкостью позволяет рекомендовать сплавы типа Х13М2–30% об. Cr_3C_2 для армирования молотков кормодробилок.

ВЫВОДЫ

1. Проведенное исследование влияния температуры спекания на структуру и свойства образцов карбидостали Х13М2–(15–30)% об. Cr_3C_2 позволило установить, что использование спекания в вакууме позволяет

получить карбидостали с достаточным уровнем физико-механических свойств.

2. По результатам испытаний, которые проводились на опытно-хозяйственном предприятии при Национальном университете биоресурсов и природопользование Украины, молотки, армированные сварными вставками из сплава Х13М2–30% об. Cr_3C_2, показали повышение срока службы в 2–2,5 разы выше серийных молотков из стали 65Г и рекомендованные к производственному использованию в составе дробилок БМК– 1.

3. Перспективность использования сплавов Х13М2–30% об. Cr_3C_2 для этих целей определяется также тем, что они в своем составе практически не содержат дефицитных материалов. Это делает такие сплавы дешевле и более доступными для сельскохозяйственного машиностроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Bojko A.I., Denisenko N.I., Sizenenko A.V. 2007. Grafoanaliticheskij metod iznosa molotkov rabochih organov //Issledovanie i konstruirovanie mashin dlja zhivotnovodstva i kormoproizvodstva. Sb. nauch. trudov. Vyp. 12 / VNIzhivmash. – K. – 18.

2. Dubrovin V., Shvedik N. 2011. Analiz processa vzaimodejstvija planki motovila iz kolosonosnym sloem // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin. – Vol. 16, No 3. – 273–279.

3. Baladins'kij V.L., Livins'kij O.M., Hmara L.A. ta in. 2011. Budivel'na tehnika. navch. posibnik. – K.. Libid'. – 368.

4. Sukach M., Novikov R. 2011. Opir pishhanogo gruntu pri shhilinnomu rizanni shirokim nozhem // Motrol. Motorization and power industry in agriculture. Lublin. – Vol. 13C. – 187–193.

5. Bondarenko A., Gruban' V. 2012. Sovremennye aspekty povyshenija nadezhnosti kukuruzouborochnyh mashin // Motrol. Motorization i energetyka rolinictwa – Lublin. – Vol. 14. – 97–103.

6. Kjubarsepp Ja.P. 1991. Tverdye splavy so stal'noj svjazkoj. Tallin. Valgus – TTU. – 164.

7. Karbidostali 1988. Gurevich Ju.G., Narva V.K., Frage N.R. – M.. Metallurgija. – 144.

8. Kosolapova T.Ja. 2006. Karbidy. – M. Metallurgija. – 300.

9. Bondar A.A., Masljuk V.A., Velikanova T.Ja., Gryciv A.V. 1997. Fazovye ravnovesija v sisteme Cr–Ni–C i ih ispol'zovanie dlja razrabotki fiziko–himicheskih principov sozdanija tverdyh splavov na osnove karbida hroma // Poroshkovaja metallurgija. – №5/6. – 13–23.

10. Klimenko V.N., Napara-Volgina S.G., Orlova L.N., Popchenko Ju.A., Skuratovskij A.K. 1996. Mehanicheskie svojstva iznosostojkih vysokohromistyh poroshkovyh materialov s geterogennoj strukturoj //Poroshkovaja metallurgija. – №11/12. – 61–67.

11. Jakovenko R. V. 2011. Rastvorenie karbida Cr3C2 v stal'noj matrice pri spekanii / R. V. Jakovenko, V. A. Masljuk, A. N. Gripachevskij, V. B. Dejmontovich // Poroshkovaja metallurgija. – № 3/4. – 75–83.

12. Himushin F.F. 2007. Nerzhavejushhie stali. – M.. «Metallurgija». – 799.

13. Kostornov A.G. 2002. Materialovedenie dispersnyh i poristyh metallov i splavov. V dvuh tomah. Tom 1. − Kiev. Nauk. dumka. − 571.; To zhe. Tom 2. − Kiev. Nauk. dumka, 2003. − 550.

14. Tenenbaum M.M. 2006. Soprotivlenie abrazivnomu iznashivaniju. – M.. Mashinostroenie. – 271.

15. Kragel'skij I. V. 2008. Trenie i iznos. – M.. Mashinostroenie. – 480.

16. Jakovenko R.V. 2014. Interaction of chromium carbide with AKh13M2 steel matrix / R.V.Jakovenko, V.A.Masljuk, A.A.Mamonova, N.I.Denisenko // Poroshkovaja Metallurgiya. – № 52. – 42–51.

17. William. S. de Rosset and Michael J. Audino. 2006. Advanced Gun Barrel Materials and Manufacturing Technology Symposium– Overview and Perspective. Materials and Manufacturing Processes, 21; 571–572. DOI.

18. Syechjov I.T. 2009. The analysis of methods for strengthening machine parts and cutting tools / I.T.Syechjov., I.A.Sokolova // Kaliningrad State Technical University. – 45–52.

19. Werner M. 2003. Application and market for nanotechnology products. M.Werner, Th. Kohles, S.Mietke et al. (Book of Alstracts of 6 International Conference on Nanostructure Materials NANO 2002). 84. Advance Fabrics (Materials Research Society Bulletin, V28, №8. – 35.

20. Foley A.G., McLess V.A. 2006. Comparison of the Wear of Ceramic Tipped and Conventional Precision Seed Drill Coulters. Agric. Engug. Res. – Vol. 35. – №1. – 12.

COMPOSITE POWDER MATERIALS FOR HARDENING AND RESTORATION OF WORKING BODIES OF FARM MACHINES

Summary. A novel composite particulate material, studied the effect of sintering temperature on the structure and some mechanical properties of the material. Consider the possibility of strengthening and restoration of the working bodies of farm machines new abrasion–corrosion resistant powder materials.
A novel composite particulate material, studied the effect of sintering temperature on the structure and some mechanical properties of the material. Consider the possibility of strengthening and restoration of the working bodies of farm machines new abrasion–corrosion resistant powder materials.
A novel composite particulate material, studied the effect of sintering temperature on the structure and some mechanical properties of the material. Consider the possibility of strengthening and restoration of the working bodies of farm machines new abrasion–corrosion resistant powder materials.

Key words: stainless steel, reinforced steels, sintering, chromium carbide, repair, strengthening, farm machines.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПРОФЕССИОНАЛЬНЫХ РИСКОВ НА МЕХАНИЗИРОВАННЫХ РАБОТАХ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Александр Войналович

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Aleksandr Voinalovich

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Современная концепция охраны труда предусматривает достижение на рабочих местах допустимых уровней профессионального риска. Суть концепции заключается в стремлении достичь такого уровня безопасности труда, который воспринимается работниками, исходя из уровня жизни, степени механизации и автоматизации производственных процессов, эффективности средств защиты. В статье предложен алгоритм оценки профессиональных рисков на рабочих местах операторов мобильной сельскохозяйственной техники как основы для внедрения мероприятий по снижению профессиональных рисков и информирования работников об их остаточном уровне.

Ключевые слова: производственный травматизм, профессиональный риск, механизированные работы, сельское хозяйство, аварийные ситуации, причины несчастных случаев.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

На крупных предприятиях Украины сегодня предпринимаются попытки внедрить систему управления охраной труда на основе стратегии «нулевого травматизма», декларируя при этом возможность осуществления производственной деятельности без травм и профессиональных болезней. Построение такой системы должно базироваться не на безусловном провозглашении «абсолютной безопасности», а на эффективной деятельности руководства предприятия по оценке и управлению профессиональными рисками на рабочих местах, последовательно снижая их до допустимых уровней.

Состояние охраны труда на большинстве сельскохозяйственных предприятий Украины еще не позволяет внедрить такую концепцию на производстве. Высокие уровни профессиональных рисков в сельском хозяйстве проявляются в большом количестве травм различной степени тяжести, которые ежегодно происходят в аграрном производстве [1].

Основными источниками тяжелых (смертельных) травм в растениеводстве являются мобильные машины, основную опасность представляют колесные тракторы, зерноуборочные и кормоуборочные комбайны, грузовые автомобили [2]. Около трети всех несчастных случаев происходит по причине ошибочных действий работников при выполнении механизированных процессов, в частности из-за низкой профессиональной подготовки работников и их недостаточной квалификации [3].

Высокие уровни профессионального риска на механизированных полевых работах обусловлены различными опасностями вследствие:

- наезда мобильной сельскохозяйственной техники (транспортных средств) на людей, которые находятся в поле,
- попадания частей тела и одежды в незакрытые вращающиеся механизмы агрегата (комбайна),
- касания руками острых частей рабочих органов агрегата,
- проезда транспортных средств по крутым склонам или на опасных участках дорог,
- внезапного опускания навесных частей сельскохозяйственного агрегата и пр. [4].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Условия выполнения механизированных процессов в сельском хозяйстве характеризуются изменчивостью параметров окружающей среды, что является следствием как природных процессов, так и производственной деятельности механизатора [5]. Возможности приспособления работников и машин к изменениям производственной окружающей среды весьма ограничены [6]. Возникшие несогласованности между элементами технологической системы «человек–машина–окружающая среда» приводят к возрастанию числа отказов в узлах машин, снижают безопасность выполнения технологических процессов и уровень безопасности механизатора (оператора сельскохозяйственной машины) [7].

Безопасность технологической системы «человек–машина–окружающая среда» зависит от факторов опасности, заложенных в каждой из ее подсистем, т.е. механизатора, машины и окружающей среды [8]. Каждая из подсистем охватывает большое количество опасных и вредных производственных факторов [9]. Поэтому сейчас для сельского хозяйства Украины актуальным является внедрение системы управления профессиональными рисками, в которой нужно реализовать принципы предотвращения, допустимости и минимизации рисков, учета всех потенциальных опасностей на рабочем месте [10]. Это должно гарантировать со стороны руководителя предприятия (работодателя) допустимый уровень безопасности для работников.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Разработать алгоритм оценки профессиональных рисков на рабочих местах механизаторов сельскохозяйственного производства с целью оперативного внедрения эффективных мероприятий и средств для снижения риска до допустимого уровня.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Источники опасности на механизированных процессах в сельском хозяйстве можно распределить на следующие группы [11]:

– непосредственно связанные с выполнением механизированных операций (предпосевная обработка почвы, внесение средств защиты растений, уборка урожая, перевозка сельскохозяйственных грузов, заготовка и транспортировка кормов и др.);

– связанные с техническим обслуживанием машин и механизмов (демонтаж и установка шин, регулировочные работы, крепежные работы, покраска, сварка и др.);

– связанные с управлением машиной вне поля (наличие подвижных и неподвижных объектов–препятствий, внештатные ситуации на дорогах и т.п.).

Каждую из указанных технологических операций следует рассматривать как выполнение работ с повышенной опасностью [12].

Анализ профессиональных рисков на механизированных процессах в сельском хозяйстве предусматривает следующий порядок:

1. Определяют источники производственных опасностей (тракторы, сельскохозяйственные агрегаты, транспортные средства, их системы и механизмы, оборудование и т.д.), отдельные элементы производственного окружающей среды, на которые направлено действие источников производственных опасностей, а также потенциально опасные действия работников.

2. Определяют виды опасных и вредных производственных факторов и, по возможности, устанавливают их значимость (степень опасности).

3. Определяют условия, при которых опасные и вредные факторы могут привести к опасным ситуациям, когда существует реальная возможность травмирования или заболевания работников. Если таких условий обнаружено несколько, то возможные последствия определяют по статистической суммой вероятностей опасных ситуаций, что является количественным показателем опасности работы машины, механизма или иного объекта.

4. Разрабатывают комплекс мероприятий и средств, которые позволят устранить условия возникновения опасностей, в том числе еще на стадии проектирования технологического процесса.

Процедуру оценки рисков на рабочих местах механизаторов не нужно чрезмерно

усложнять. Цель оценки рисков – выявление опасных и вредных факторов, действующих на работников, разработка мероприятий для улучшения условий труда и безопасности на рабочем месте, ознакомление работников с производственными рисками, чтобы их предотвратить.

Алгоритм оценки рисков можно представить в виде блок–схемы выполнения пяти этапов (рис. 1).

Далее более подробно описаны этапы процедуры оценки рисков.

Этап 1. Выявление опасностей на рабочих местах. Перечни и характеристики производственных опасностей на рабочих местах можно найти в различных документах (руководство по эксплуатации машины, руководство по использованию средств индивидуальной защиты, справочники, типовые инструкции по охране труда для профессий и оборудования, тексты первичных инструктажей по охране труда и другие нормативно–правовые акты охраны труда). Также опасные и вредные производственные факторы фиксируют в журналах административно–общественного контроля состояния охраны труда, который проводят на предприятии (в тракторной бригаде, гараже), предписаниях органов государственного надзора за охраной труда, картах санитарно-технического состояния рабочих мест, созданных по результатам проведенной ранее аттестации рабочих мест по условиям труда.

Дополнительно проводят анкетирование работников с использованием опросных листов, где предложено указать наличие на рабочих местах действующих опасных и вредных факторов (с точки зрения работника), степень обеспечения средствами коллективной и индивидуальной защиты. Рабочие могут указать на угрозы, проявляющиеся непосредственно во время выполнения работ и на которые не обращали ранее внимание проверяющие. Анкетирование должны проводить руководители среднего звена и службы охраны труда сельскохозяйственного предприятия.

Так, проверяя элементы узлов, определяющих безопасность эксплуатации сельскохозяйственного агрегата, как опасности фиксируют:

– наличие в деталях узлов и систем коррозии, механических повреждений и дефектов, влияющих на безопасность выполнения работ, в том числе безопасность дорожного движения,

– неэффективность торможения рабочей и стояночной тормозными системами,

– несрабатывание тормозной системы прицепа в случае аварийного торможения,

– наличие в системе рулевого управления деталей и узлов с остаточной деформацией, трещинами, повреждениями и остатками ремонта методами пайки или сварки,

– наличие утечки топлива, масла и охлаждающей жидкости в двигателе, подтекание эксплуатационной жидкости в гидросистемах машин и их рабочих органов,

– ненадежное крепление элементов колес, наличие трещин в дисках колес и др.

При контроле рабочих мест обращают внимание на техническое состояние частей сельскохозяйственных машин. рамы и ее крепления, рабочего места механизатора (водителя), двигателя и его системы, трансмиссии, рулевого управления, – тормозных систем, защитных ограждений, кабины. Наиболее распространенные опасности на механизированных производственных процессах представлены на рис. 2.

Этап 2. Определение профессиональных рисков на рабочих местах. Профессиональные риски на рабочих местах необходимо оценивать комплексно, учитывая значимость отдельных опасных и вредных производственных факторов [13].

Для оценки уровня профессионального риска используют статистический, аналоговый и экспертный методы [14]. Статистический и аналоговый методы применяют при наличии определенной выборки аналогичных несчастных случаев или опасностей, что не всегда можно реализовать для оборудования при определенных условиях обустройства рабочего места [15].

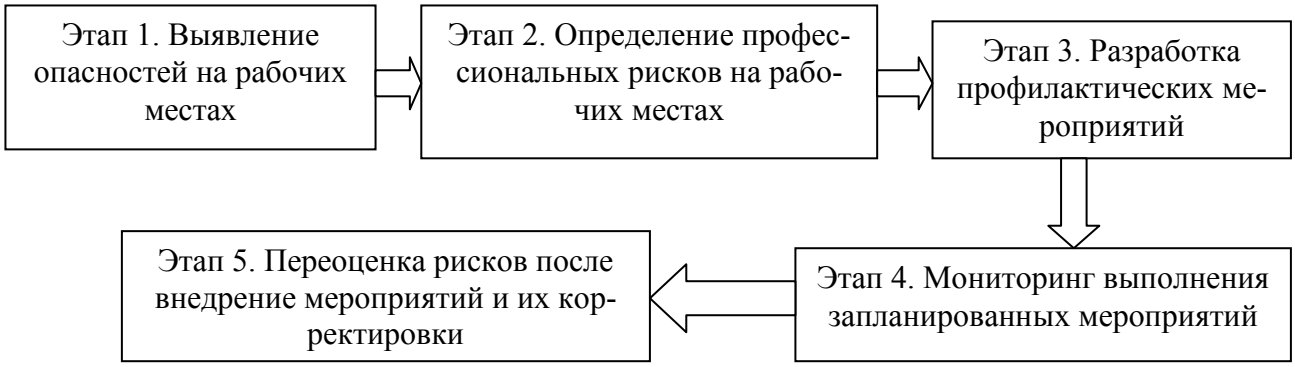


Рис. 1. Алгоритм оценки профессиональных рисков механизаторов сельского хозяйства
Fig. 1. Algorithm of the estimation of occupational hazards of machine operator in agriculture

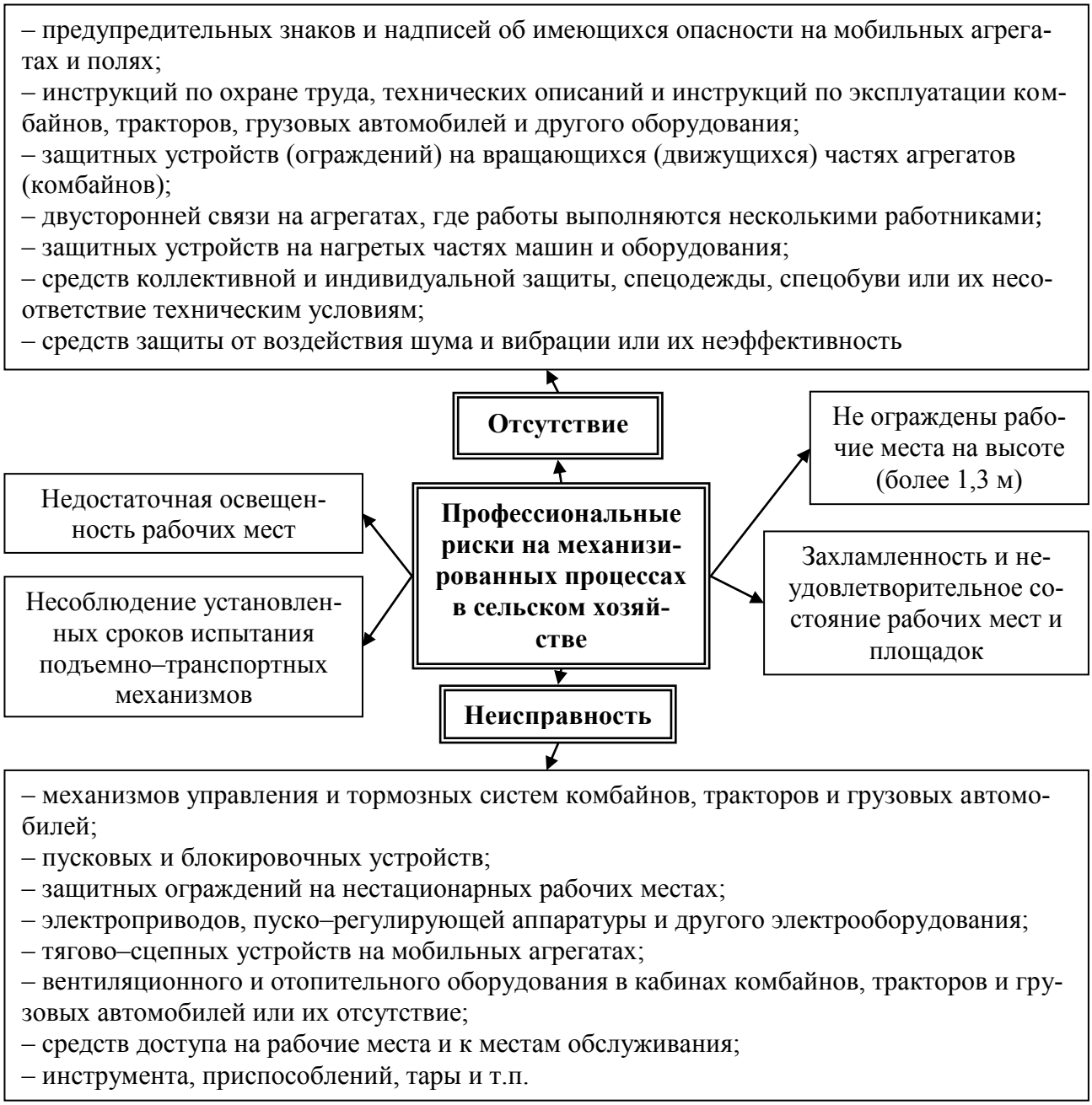


Рис. 2. Наиболее распространенные опасности на механизированных процессах в сельском хозяйстве
Fig. 2. The most common hazards in mechanized processes in agriculture

Поэтому чаще применяют экспертный метод [16], основанный на оценках специалистами (экспертами) значимости влияния того или иного фактора производственного окружающей среды на безопасность выполнения трудовых операций. Для этого используют балльную шкалу измерения вероятности риска и его последствий [17].

Чтобы оценить вероятность несчастного случая (травмы, отравления, развития профессиональной болезни и др.), используют градацию. высокая (А), средняя (В) и малая (С) вероятности. Тяжесть последствий оценивают по трехуровневой шкале. I уровень – авария, смертельный случай; II уровень – тяжелая травма; III уровень – легкая травма. Согласно такой классификации устанавливают категории профессионального риска в баллах: 5 – очень высокий (неприемлемый); 4 – высокий (неприемлемый); 3 – средний (приемлемый); 2 – малый (приемлемый); 1 – очень малый (приемлемый).

Например, механизатор, не выключив двигатель, намерен проводить техническое обслуживание сельскохозяйственного агрегата, на котором отсутствует защитное ограждение карданного вала. Это может привести к захвату одежды и частей тела работника вращающимися элементами и травмированию механизатора. Тяжесть последствий – большая (III), вероятность события высокая (А). Категория риска соответствует 5 баллам – очень высокий риск (неприемлемый). Запланированные работы запрещено начинать, прежде чем будет установлено ограждение (защитный кожух).

Также для оценки риска на рабочих местах используют метод «дерева отказов» [18]. На основании этого метода был разработан «Классификатор профессиональных рисков на механизированных процессах в сельском хозяйстве», в котором с использованием компьютерной программы были рассчитаны риски опасных ситуаций для различных механизированных процессов в растениеводстве и животноводстве [19, 20].

Этап 3. Разработка профилактических мероприятий. Комплекс мероприятий для снижения профессиональных рисков должен предусматривать:

– применение более безопасных технологий (например, использование менее опасных пестицидов),

– предотвращение доступа работников в зону действия опасных и вредных факторов, например, устанавливая технические (блокировочные, ограждающие) средства защиты,

– организацию работы таким образом, чтобы снизить воздействие на работников вредных факторов (например, устанавливая шумоизолирующие экраны, вентиляционные системы, защитные устройства),

– контроль применения работниками средств индивидуальной защиты (например, спецодежды, спецобуви, защитных очков и т.д.),

– обеспечение функционирования санитарно–бытовых объектов при производственных подразделениях сельскохозяйственного предприятия (например, душевых комнат, моющих устройств для удаления грязи).

Необходимо учитывать некоторые ограничения при выполнении работ, в частности с повышенной опасностью, определенными категориями работников. Это касается, например, новичков без стажа, людей с инвалидностью, т.е. категорий, для которых производственный риск выше, чем для других работников.

В сельскохозяйственном производстве необходимо уделить особое внимание безопасности:

– работников, которые находятся на временных рабочих местах (ремонтникам и специалистам по техническому обслуживанию, вспомогательным работникам и др.),

– работников, принятых для выполнения временных работ на условиях договор–подряда,

– посторонних лиц, которым может быть нанесен ущерб во время их пребывания в зоне выполняемых работ,

– работников сельскохозяйственного предприятия, находящихся в опасной зоне, создаваемой вследствие выполнения совместных работ с работниками другого предприятия,

– работников, которые склонны пренебрегать требованиям безопасности и гигиены труда.

Этап 4. Мониторинг выполнения запланированных мероприятий. Внедрив мероприятия и защитные средства для снижения производственного риска, необходимо удостовериться, что:

– что учтено и снижено до допустимых уровней неблагоприятное воздействие всех вредных факторов производственной среды на рабочем месте,

– внедренные меры оптимальные, а остаточный риск будет минимальным,

– что работники предприятия принимали участие в оценке рисков на рабочих местах, т.е. проверка была проведена неформально.

На каждое рабочее место необходимо разработать Карту оценки рисков, где для отдельных опасных и вредных факторов указывают величину риска в баллах. В этой карте записывают идентифицированные опасности, прогнозируемую тяжесть последствий и вероятность несчастных случаев, устанавливают категорию риска. Также разрабатывают требования безопасности труда, оценивают их степень выполнения этих требований и остаточный риск.

Этап 5. Переоценка рисков после внедрение мероприятий и их корректировки. В течение производственной деятельности предприятия параметры производственной окружающей среды на рабочих местах меняются. Применение нового оборудования (машин), новых химических веществ и технологических процессов может привести к возникновению неучтенных опасностей и повышенного риска. Поэтому руководители сельскохозяйственных предприятий и специалисты по охране труда должны периодически анализировать существующие риски на рабочих местах с тем, чтобы удостовериться, что производственный риск по крайней мере не растет и не нужно совершенствовать средства безопасности. Корректировку необходимо увязывать с эффективностью мероприятий по снижению уровня производственных рисков, а также с финансовым состоянием предприятия. Контрольные функции по оценке профессиональных рисков возлагают не только на руководителей структурных подразделений и службы охраны труда, но также и на профсоюзный комитет предприятия.

ВЫВОДЫ

1. Предложенный алгоритм оценки профессиональных рисков на рабочих местах операторов мобильной сельскохозяйственной техники следует рассматривать как основу для разработки и внедрения мероприятий по снижению влияния опасных и вредных производственных факторов на работников сельскохозяйственных предприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Komar A.S. 2012. Analiz stanu okhorony pratsi v ahropromyslovomu kompleksi Ukrainy / A.S. Komar // Naukovyi visnyk TDATU. – Vyp. 2. – T. 3. – 75–82.

2. Voinalovych O.V. 2014. Pratseokhoronni zasady u skhemakh, tablytsiakh i hrafikakh. navch. posibnyk. Vydannia 2–he, doopratsovane. / O.V. Voinalovych // – K.. Osnova. – 144.

3. Rohach Iu.P. 2014. Metodychni osnovy propahandy okhorony pratsi na pidpryiemstvakh APK / Iu.P. Rohach // Naukovyi visnyk TDATU. – Vyp. 4. – T. 1. – 131–136.

4. Lekhman S.D. 2001. Systema upravlinnia profesiinym ryzykom na silskohospodarskomu pidpryiemstvi / S.D. Lekhman // Zbirnyk naukovykh prats 3–i Mizhnarodnoi naukovo–tekhnichnoi konferentsii “Motoryzatsiia i enerhetyka rilnytstva”. – Liublin (Polshcha). – 9–12.

5. Hnatiuk O.A. 2002. Systemnyi pidkhid do analizu faktoriv profesiinoho ryzyku mekhanizatora pry ekspluatatsii traktora kl. 1,4 / O.A. Hnatiuk // Zb. nauk. prats Natsionalnoho ahrarnoho universytetu «Mekhanizatsiia silskohospodarskoho vyrobnytstva». Tom KhII. – K.. NAU. – 70–74.

6. Rohach Iu.P. 2013. Problemy vykorystannia liudskykh resursiv / Iu.P.Rohach, V.L. Lush–chenkov, S.V. Holovin, O.V. Voinalovych // Naukovyi visnyk NUBiP Ukrainy. – Vyp. 185, – Ch. 1. – 62–67.

7. Ivan Rogovski. 2011. Vplyv pokaznykiv nadiinosti na periodychnist tekhnichnoho obsluhovuvannia silskohospodarskykh mashyn / Ivan Rogovski // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin. – Vol. 13B. – 92–97.

8. Hnatiuk O.A. 2005. Otsinka profesiinoho ryzyku mekhanizatoriv pry roboti na mobilnykh mashynno–traktornykh ahrehatakh / O.A. Hnatiuk // Visnyk Kharkivskoho Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva im. Petra Vasylenka. Vyp. 41. «Mekhanizatsiia silskoho hospodarstva». – Kharkiv. KhNTUSH. – 494–498.

9. Voinalovych O.V. 2012. Analiz prychyn travmuvannia pratsivnykiv APK na mekhanizovanykh ta transportnykh robotakh / O.V. Voinalovych, I.M. Podobied, M.M. Mot–rych ta in. // Problemy okhorony pratsi v Ukraini. Zbirnyk naukovykh prats. – Vypusk 24. – 38–49.

10. Kaminskyi V.F. 2014. Kontseptualni pidkhody do pobudovy systemy upravlinnia okhoronoiu pratsi ta ryzykom na pidpryiemstvakh ahropromyslovoho kompleksu / V.F. Kaminskyi, O.V. Voinalovych, V.M. Lapin, O.A. Hnatiuk // Visnyk ahrarnoi nauky. – № 7. – 43–47.

11. Rohach Iu.P.20. 2012. Napriamy znyzhennia profesiinoho ryzyku v APK / Iu.P. Rohach, A.S. Komar // Naukovyi visnyk TDATU. – Vyp. 2. – T. 2. – 156–162.

12. Voinalovych O.V. 2014. Analiz prychyn neshchasnykh vypadkiv u silskomu hospodarstvi za ostanni roky / O.V. Voinalovych // Problemy okhorony pratsi, promyslovoi ta tsyvilnoi bezpeky. Zbirnyk materialiv Desiatoi Vseukrainskoi naukovo–metodychnoi konferentsii (z uchastiu studentiv), m. Kyiv, 13–15 travnia 2014 r. – K.. NTUU "KPI". – 33–38.

13. Deineko N.V. 2014. Propozytsii shchodo prohnozuvannia vyrobnychoho travmatyzmu / N.V. Deineko, V.O. Predko, V.M. Strilets, M.S. Kalnysh // Problemy okhorony pratsi, promyslovoi ta tsyvilnoi bezpeky. Zbirnyk materialiv Desiatoi Vseukrainskoi naukovo–metodychnoi konferentsii (z uchastiu studentiv), m. Kyiv, 13–15 travnia 2014 r. –K.. Osnova. – 68–71.

14. Hohitashvili H.H. 2006. Upravlinnia okhoronoiu pratsi ta ryzykom za mizhnarodnymy standartamy / H.H. Hohita-shvili, E.T. Karchevskyi, V.M. Lapin. – K.. Znannia. – 256.

15. Starostyna A.O. 2004. Ryzyk–menedzhment. Teoriia ta praktyka. navchalnyi posibnyk / A.O. Starostyna, V.A. Kravchenko. – K.. IVTs «Politekhnika». – 224.

16. Bondarenko Ie. 2013. Metody analizu ta otsiniuvannia ryzyku elektrotravmatyzmu / Ie. Bondarenko // Visnyk Vinnytskoho politekhnichnoho instytutu. – № 2. – 52–56.

17. Romanchuk A.A. 2010. Systemnыi menedzhment okhranы truda na predpryiatyy / A.A. Romanchuk // Modely upravlenyia. Ynformatsyonnoe posobye. Chast 1. – Ylychevsk. – 236.

18. Andriy Novitskiy. 2011. Analiz nadiinosti zasobiv dlia pryhotuvannia i rozdavannia kormiv metodom dereva vidmov/ Andriy Novitskiy, Oleksandr Bannyi // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin. – Vol. 13B. – 117–123.

19. Voinalovych O.V. 2013. Klasyfikator ryzyku na mekhanizovanykh protsesakh u roslynnytstvi ta tvarynnytstvi / O.V. Voinalovych, O.A. Hnatiuk. – K.. Vydavnychyi tsentr NUBiP Ukrainy. – 112.

20. Voinalovych O.V. 2013. Naukovi zasady rozroblennia klasyfikatora profesiinykh ryzykiv na mekhanizovanykh protsesakh u silskomu hospodarstvi / O.V. Voinalovych, O.A. Hnatiuk, V.P. Holod // Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia silskoho hospodarstva. – Vyp. 97. – T. 2. – Hlevakha,. – 58–65.

METHODS OF THE ESTIMATING OF OCCUPATIONAL RISK IN MECHANIZED WORK IN AGRICULTURE

Summary. The modern concept of labor protection is intended to achieve in the workplace permissible levels of occupational risk. The essence of the concept is to try to achieve a level of safety that is perceived by employees, based on the standard of living, the degree of mechanization and automation of production processes, the effectiveness of means of protection. This article proposes an algorithm for estimating the occupational hazards in the workplace mobile agricultural machinery as the basis for the implementation of measures to reduce occupational risks and informing workers of their residual level.

Key words: industrial injuries, occupational risk, mechanized works, agriculture, emergency situations, causes of accidents.

SYSTEM OF POWER CONSUMING MONITORING AND MANAGEMENT

Semen Voloshyn

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Summary. The description of a system of monitoring and managing power consuming of an object is given. The system enables effective administration of power consuming systems that, in its turn, decreases the expenditures on energy. The analysis of the amount of cold water consumption is done in the following way. Installed at the input to the house the water meter helps monitor cold water consumption with 30 minute discreteness. The standard cold water consumption for a given period of time is calculated depending upon the number of people in the building. Comparing the real and standard cold water consumption it is possible to make conclusions about the effectiveness of cold water use.

The presented system enables the service of energy management to monitor and mange the systems of energy supply effectively that in its turn reduces the expenditures of an enterprise on energy resources.

Key words: system, power, consuming, monitoring, management.

INTRODUCTION

In modern industry Energy Saving and energy saving technologies are considered to be investment projects of top–priority. The transition of businesses to new costs on fuel, water and energy demands to review existing approaches to projecting and using power plants. The optimization of systems of producing and distributing energy and the adjustment of power and water balances enable to increase the prospects and then to increase technical and economical rates of enterprises functioning.

RECENT RESEARCHES RESULTS ANALYSIS

The high energy consuming by existing enterprises is greatly determined by using old producing fund, worn–out equipment, imperfect technologies and other objectives causes. On the other hand the situation is complicated by subjective factors, that is, mismanagement, the lack of unified system of accounting and controlling, the fact that energy saving technologies are not used and the main factor is imperfect administrative mechanisms to eliminate which low cost is required. Obviously we should pay more attention to fast pay–back energy saving measures that will in the nearest future will be able to show high economic effect [1].

The main instrument of decreasing energy use and increasing the effectiveness of its use at the enterprises is working out a system of monitoring and managing energy consuming. The existing systems are parts of the system of energy management that is the system of management that is based on carrying out ordinal measurement and audit to provide effective use of energy resources. Energy management provides the constant information updating about the distribution and the conditions of energy consuming at an enterprise as well as its consuming effectiveness [2].

There are four main reasons for being interested in the controlling and managing energy consuming thus facilitating [3]:

– service staff to work more effectively,
– to increase the expenditures on energy,
– to optimize and increase the terms of operation of main equipment which is connected to the power supply,
– productivity growth process (producing process, administrative management or dispatching the engineering systems of a building by preventing or reducing downtime or providing the consumers with energy of better quality).

One of the main demands to the personnel operating the power supply network is to take right technical decisions and take measures in the shortest possible time [4]. To do it the

personnel must be informed fully about what is done in the network moreover from any place on the territory of an object. Such a transparency on the territory of an object is the main peculiarity that enables the servicing staff:

– to know about energy flows, to make sure that the network of energy supply is well balanced and to understand which objects are main energy consumers which day of the week of part of the day,

– to know about the schedule of network work that is it is easier to understand disconnecting the cable if you have an access to the information about the consumers who are connected to it,

– to receive urgent information with the help of modern means of communication about the state of the network of energy supply even without being present on the territory of an object,

– to come immediately to the needed place on the territory of an object with the needed spare part understanding the general state of the network,

– to start a technical service taking into account factual use of an equipment not too early and not too late.

Giving an energy manager an opportunity to control the work of energy network we receive an effective way to optimize and in some cases to reduce greatly the expenditure on energy.

We give some examples how to use the easiest systems of monitoring:

– a comparative evaluation of different zones in order to reveal the plot with high energy consumption,

– monitoring cases of unpredictable energy consumption,

– an opportunity to demand a refund for damages caused due to low quality energy supply by an energy system.

Whereas energy supply is constantly increasing the following question is inevitably raised and this question is if an existing network is able to provide this new expansion. It is here where the system of controlling and management can help the service of energy management to take the right decision. Registering events and process in the network it can archive the factual use of main equipment and them more accurately assess the reserve power of the network or a switchboard or a transformer.

The more effective use of the equipment will enable to increase its period of operation. The systems of controlling the energy consuming can give accurate information about the factual use of an equipment and after that the staff of technical service can take a decision of performing the corresponding service in the shortest time, that is not too early and not too late. Traditionally the systems of controlling and managing the energy consumption were centralized and were based upon systems of automation of supervisory controlling and data acquisition (SCADA).

Because of high cost the use of such systems (item 3 in Fig. 1) was limited by greatly important facilities as they were either greater energy consumers or their technological process was very sensitive to the reduction of quality of energy supply [3].

Such systems were based on the technologies of automation and very often were projected b a system integrator due to a customer's demands and then delivered ready to an object. However, bigger starting price high qualification requirements for an operational personnel and the cost of modernization were often hardships for potential customers while expanding energy supply network.

Another approach (item 2 Fig. 1), that is being realized by a specialized technical decisions meet the specific demands of energy supply in a much better way and that actually increases the profitability of such systems. But because the use of a centralized architecture, the starting expenses remain as high as before.

At some objects systems of the kind (2) and (3) can be used together providing if necessary the service of energy management with the most accurate information.

At present there appeared a new concept of intellectual energetic equipment (item 1 Fig. 1). Based upon the opportunities of Web–technologies, it indeed offers acceptable by means decision for most customers. Moreover, the owner of an object can gradually invest in more complex systems of monitoring.

Level 1 can then be considered to be the starting step for transferring to level two or three thanks to these technical decisions being used together within the same object.

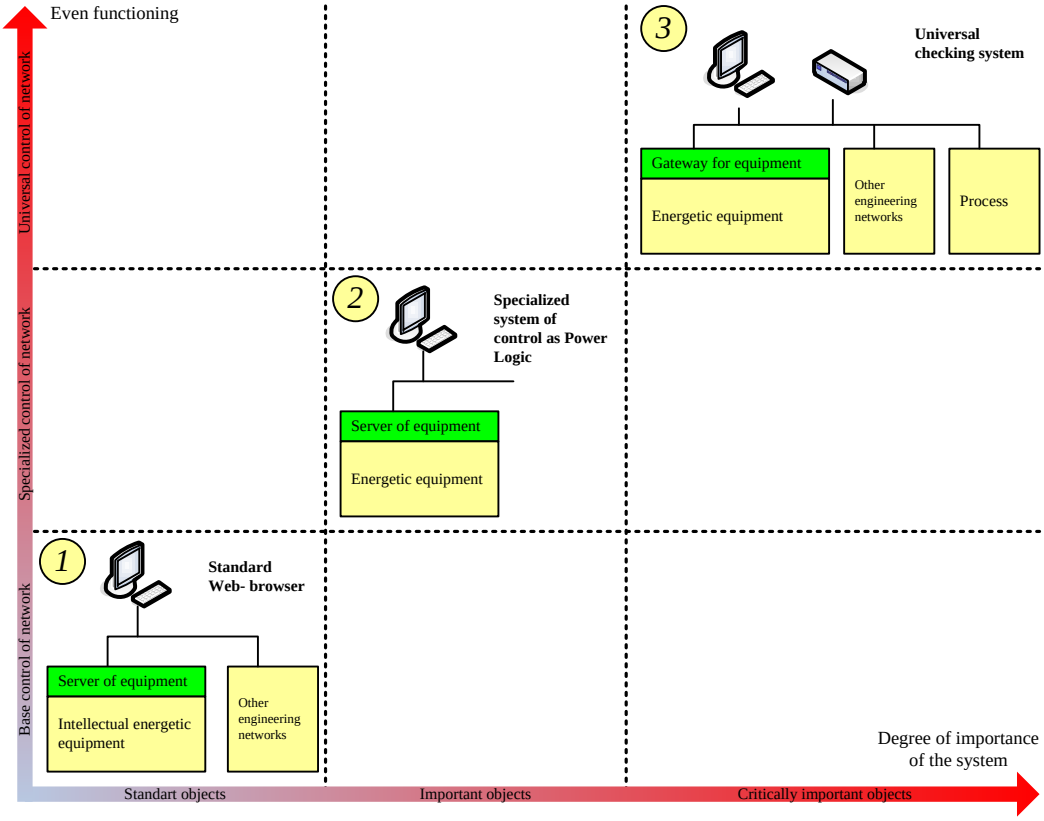


Fig. 1. Positioning of the system of monitoring and managing energy supply

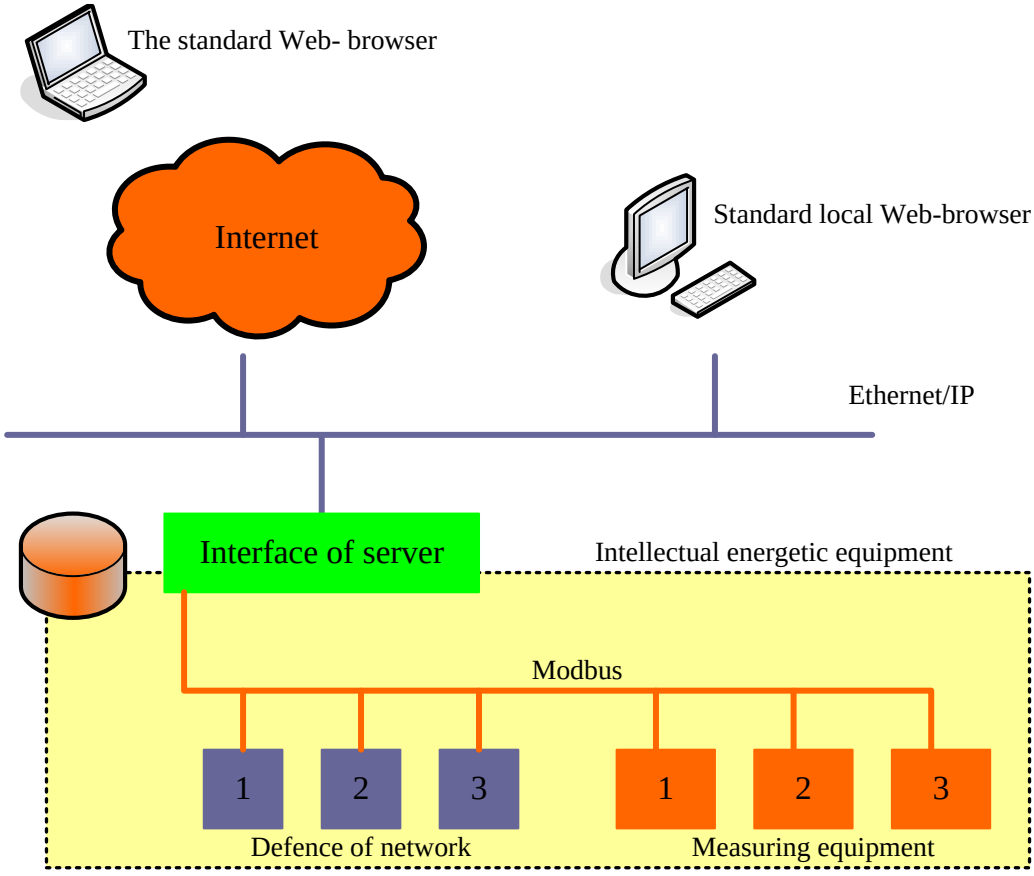


Fig. 2. The architecture of intellectual equipment

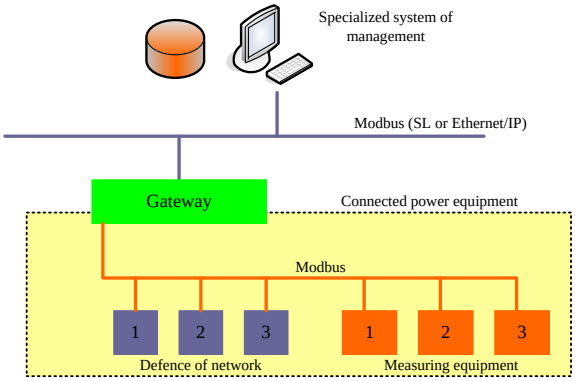


Fig. 3. Specialized centralized architecture

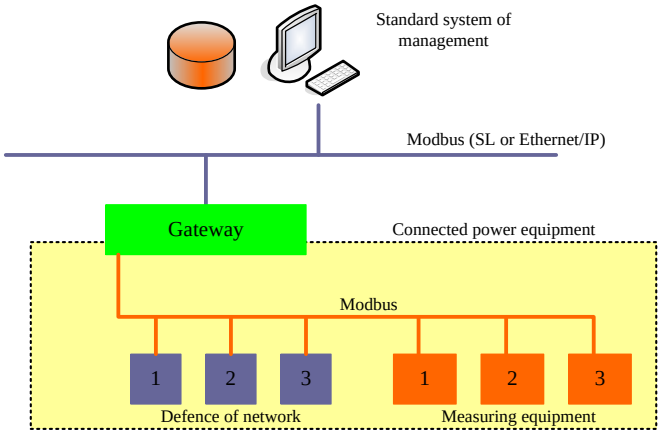


Fig. 4. Traditional versatile centralized architecture

The architecture of intellectual equipment (Fig. 2). Based upon Web–technologies, it gets a great benefit using standard services and protocols of communication and non–licensed software. The access to the information about energy consumption is possible from any plot of the object, due to that the effective work done by the staff of energy managing service can increase greatly. Besides, there is the access through the Internet provided for services that are not present at the object.

Specialized centralized architecture (Fig. 3). This architecture is based upon the use of specialized monitoring equipment that fully meets the demands of controlling electric networks. It has lower qualification requirements for personnel while its installing and servicing as all elements are standardized. And at last, the expenses for this system are truly minimized due to limited in time participation of a system integrator.

Traditional versatile centralized architecture (Fig. 4). It is based upon standard elements of systems of automaton such as systems of supervisory controlling and data acquisition (SCADA).

Despite its efficiency such an architecture has a number of drawbacks such as:

– high qualification requirements for working staff,

– limited possibilities for modernization,

– and, at last, a large payback period of such systems.

However such systems have no alternative for highly important objects and their use is especially efficient at central supervisory controlling points.

Suggested for implementing in National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine system of energy controlling and managing is hardware and software complex for automatic accounting and monitoring of consumed energy. The system supports seven types of measurable characteristics such as electricity, thermal energy, voltage, the consumption of hot and cold water, the consumption of natural gas. The system enables to collect data from mentors and sensors manually or automatically and present collected data in tabular or graphical forms. The unit of collecting and keeping data can be staffed with additional expansion slots of analog and

intermittent inputs.

A widespread use of voltage sensors instead of electricity meters helps reduce the system price when a slight amount of data is lost and the accuracy of calculation of consumed energy is reduced acceptably.

Hardware and software complex includes:

1) software complex (PC):

– the system of collecting, keeping and rendering data,

– a driver of connection with the meter,

– a driver of connection with the unit of collecting and keeping the data,

– a driver of connection with the meter of thermal energy,

2) hardware:

– a switching device output to telephone modem through port RS232 and into network RS485,

– the unit of collecting data from sensors and devices,

– the meter of thermal energy,

– electronic meter of energy,

– the meters of cold water with intermittent output,

– the sensors of voltage with analog output 0–20 мА,

– sensors of temperature with analog output 0–20 мА.

Functional opportunities of software complex while working with external devices connected are supported by drivers that devices are equipped with. Modular structure helps to increase reliability and performance of an installed system easily (connection of other physical devices).

There are two main functions the developed system an fulfill:

1) collecting and keeping the data,

2) the analysis of the received data.

The data is collected and kept in two possible variants. The first variant is that the data comes from analog and intermittent sensors in a unit. The second variant is the data comes from the meters. In the first variant the unit does the collection and keeping data from the sensors and in the second variant the meters of thermal and electric energy have their own memory and accumulate data in it. Then all data goes to the computer through the interfaces convertor where the data is handled.

The software complex supports the service up to 32 customers in network RS485. Besides approximately 64 sensors are connected through the unit of collecting and keeping data from sensors and devices. The number of units in the network is limited only by the number of customers. The unit enables to connect 64 analog sensors or 64 intermittent sensors simultaneously, it is also possible to connect 32 analog sensors and 32 intermittent sensors as well as additional devices with interface RS485 up to 255 items can be connected. If it is necessary a number of analog and intermittent inputs can be increased.

Simplified structural scheme of the system is given in Fig. 5.

The installed system consists of the following elements:

– the meter of electric energy installed at the input on a distribution board,

– the meter of cold water (with intermittent output),

– the meter of thermal energy installed at the input to the thermal unit,

– the sensors of voltage installed at the lines that go from the distributing board (are necessary for calculating the electric energy consumption at each line),

– the sensors of temperature, which are placed in a building in such a way that they provide monitoring the temperature in a greater number of buildings.

The carried out systems enables:

- to take into account the total consumption of energy resources (electric energy, thermal energy, cold water),
- to analyse the amount of consumed energy,
- to calculate the consumption (at a given period of time) of electrical and thermal energy by separate subdivisions in a building,
- to compare specified and real parameters of consumed energy resources.

The analysis of data about energy consumption can be done in two ways.

The first way – the analysis of energy consumption dependent on the temperature outside. The dependence of energy consumption for an object is calculated according the temperature outside. The dependence includes the specified consumption of thermal and electrical energy.

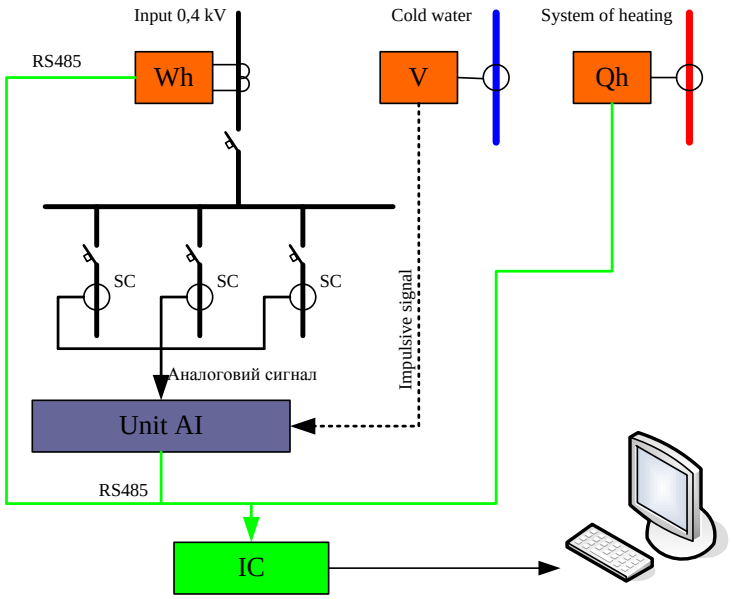


Fig. 5. The structural scheme of a system of controlling and managing energy consuming: IC – the unit of interfaces convertor from RS485 into RS232; Unit AI – the unit of handling the signals from analog and intermittent sensors; Wh – the meter of electrical energy; Qh – the meter of thermal energy; SC – the voltage sensors with an analog output; V – the meter of calculation cold water consumption with intermittent output.

The analysed period (recommended) is a week but this period can be changed. The real weekly electric and thermal energy consumption is adapted to the same units of measuring (for example kW·per hour) and is compared with the specified indexes. If a real consumption is more than the specified ten the possible causes for overconsumption are sought.

The second way is to calculate the balance of consuming electric and thermal energy for the given period. The sensors and the meters electric energy are installed in such a way that they can measure the greater number of buildings. As a result of such placement of sensors there appears an opportunity to monitor the energy consumption in each room knowing the amount of energy consumption and the type of a room as well as the room space the real specific electric energy consumption (kW·per hour/м^2). The existing standard specific indexes are compared with the real indexes.

The algorithm of analysis of thermal consumption is done in the following way. The data base is loaded with all rooms their space and size. The sensors of temperature installed in the building help to record the temperature inside as well as the temperature outside. At the input the meter of thermal energy is installed. So having the data about the real total consumption of thermal energy, the temperature inside and the space area it is possible to calculate the consumed thermal energy in each room.

CONCLUSIONS

1. The analysis of the amount of cold water consumption is done in the following way. Installed at the input to the house the water meter helps monitor cold water consumption with 30 minute discreteness. The standard cold water consumption for a given period of time is calculated depending upon the number of people in the building. Comparing the real and standard cold water consumption it is possible to make conclusions about the effectiveness of cold water use.

2. The presented system enables the service of energy management to monitor and mange the systems of energy supply effectively that in its turn reduces the expenditures of an enterprise on energy resources.

LITERATURE

1. Havrysh Valery. 2011. Perspektivi zabezpechennya agrarnogo sektora yekonomiki

Ukraini ponovlyuvanimi yenergetichnimi resursami / Valery Havrysh // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – Tom. 13 A. – 107–117.

**2. Praxovny`k A.V. 1999.** Energy Management: Textbook / A.V. Praxovny`k, V.P. Rozen, O.B. Rozumovs`ky`j. – K.: Not. f–ka. – 184.

**3. Gel`man G.A. 2007.** A manual for installing electric devices. Technical decisions Schneider Electric / G.A. Gel`man – M.: ZAO "Shnejder Эlektry`k". – 395.

4. Malinovs`ky`j A.A. 2001. Controlling and planning of the energy use: Handbook for those who study Energy Management / A.A. Malinovs`ky`j. – L`viv.: NU "L`viv. politexnika". Regional`ny`j centr z perepidgotovky` ta pidv. kvalifikaciyi kadriv u sferi energozberezhennya ta energety`chnogo menedzhmentu. – 55.

5. Dubrovin V. 2014. Operational reliabilityof power contact connections of electric equipment / Krasowski E., Tarasenko S., Voloshin S. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin. – Vol. 16. No 3. – 303–312.

6. Kozyrskij V.V. 2004. Analiz system pryrodnoi ventyljacii teplyc / Kozyrskij V.V., Voloshyn S.M. // Electryfikacija ta avtomatyzacija silskogo gospodarstva. – № 1 (6). – 30–35.

7. Voloshyn S.M. 2004. Alternstyvni pryvody system pryrodnoi ventyljacii sporud zahyschenogo gruntu // Zbirnyk naukovyh prac Kamjanec–Podilskogo dershavnogo universytetu. – Vol. 10. – 147 – 149.

8. Funakubo K. 2004. Shape Memory Alloy. – New York (NY).: Gordon and Breach Science Publishers – 250.

9. Tyhonov A.S. 2011. Primenenie effekta pamjati formy v sovremennom mashynostroenii. – M.: Mashynostroenie. – 80.

10. Pat. 68239A Ukraine 2004. MKI A01G9/24, 9/14 Systema reguluvannja temperatury povitrja v teplyci / V.V. Kozyrskij, S.M. Voloshyn, V.A. Marchynskij. – Publ. 15.07.2004, Vol. №7. – 4.

11. E. H. Chui and G. D. Raithby. 1993. Computation of Radiant Heat Transfer on a Non–Orthogonal Mesh Using the Finite–Volume Method. Numerical Heat Transfer, Part B, 23: 269–288.

12. Issa, R.I. 1986. 'Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator–splitting', J. Comp. Phys., 62, 40–65.

13. Liang C. 2010. The Constitutive Modeling of Shape Memory Alloys PHD Dissertation. Department of Mechanical Engigeering. – Virginia Polytechnic Institute and State University. – 190.

14. Voloshyn S. 2011. Systema monitoryngu ta upravlinnja energosposhyvannjam // Naukovyj elektronnyj journal "Energetyka i avtomatyka". – №2. – http://www.nbuv.gov.ua/e–journals/eia/2011_2/11vsmmme.pdf.

15. Voloshyn S. 2011. Modernizacija systemy obliku elektroenergii ta vyznachennja ii ekonomichnoi efektyvnosti // Naukovyj elektronnyj journal "Energetyka i avtomatyka". – №3. – http://nbuv.gov.ua/e–journals/eia/2011_3/11vsmhee.pdf.

16. Omelchuk A.O. 2010. Schodo uchasti synhronnyh dvyguniv u kompensacii reactyvnoi potuschnosti / Omelchuk A.O., Petrenko A.V., Voloshyn S.M. // Promelektro. – № 1. – 46–51.

17. Polishchuk V.M. 2012. Yekspres–metod viznachennya teplotvornoi zdatnosti biogazu / V.M. Polishchuk, V.E. Vasilenkov, M.M. Lobodko, S.M. Voloshyn // Naukoviy visnik Natsionalnogo universitetu bioresursiv i prirodokoristuvannya: Zb. nauk. prats. – Kiiv. – № 174. Ch. 2 – 258–263.

18. Kozyrskij V.V. 2007. Doslidschennja elektroteplofazychnyh parametriv splavu z efektom pamjati formy Cu–Al–Mn / Kozyrskij V.V., Kryskov C.A., Voloshyn M.M. Voloshyn S.M. // Zbirnyk naukovyh prac Kamjanec–Podilskogo dershavnogo universytetu. – Vol. 13. – 195–197.

19. Fukami T. 2005. A new seif–regulated self–excited single–phase induction generator using a squirrel–cage three– phase induction machine / T. Fukami, M. Imamura, T. Miyamoto // Trans of IEE Japan. – Vol.– 115–D. – № 7. – 867–872.

20. Fukami T. 2009. Performance Analysis of a Self–Regulated Self–Excited Single–Phase Induction Generator Using a Three–Phase Machine / T. Fukami, Y. Kaburaki, S. Kawahara, T. Miyamoto // IEEE Trans. On Energy Conv. – Vol. 14. – № 3. – 622–627.

21. Malik N.M. 2006. Steady state analysis and performance of an isolated self–exited induction generator. / N. M. Malik, S. E. Haque IEEE // Trans. On Energy Conversion, September. Vol. EC–1, – №3.

УПРАВЛЕНИЕ ЦЕННОСТЬЮ ПРОЕКТОВ ТЕХНИКО–ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОБСЛУЖИВАЮЩИХ КООПЕРАТИВОВ

Анатолий Тригуба[1], Леонид Сидорчук[1], Олег Шелега[2], Елена Сиваковска[3]

[1]Львовский национальный аграрный университет
Ул. В. Великого, 1, г. Дубляны, Львовская обл., Украина.
E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]Подольский государственный аграрно-технический университет
Ул. Шевченка, 13, г. Каменец-Подольский, Хмельницкая обл., Украина.
E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[3]Луцкий национальный технический университет
Ул. Г. Шухевича, 27, г. Луцк, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Anatolij Tryhuba[1], Leonid Sydorchuk[1], Oleh Shelega[2], Olena Sivakovska[3]

[1]Lviv National Agrarian University
Str. Vladimir the Great, 1, Dubliany, Lviv Region, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]Podilskiy State Agrarian–Technical University
Str. Shevchenko, 13, Kamenetz–Podolsk, Khmelnytsky Region, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[3]Lutsk National Technical University
Str. G. Shukhevich 27, Lutsk, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Рассмотрены продукты проектов технико-технологических обслуживающих кооперативов, как технологические системы. Раскрыто детерминированный и статистический методы обоснования параметров их технического обеспечения, которые определяют функциональные показатели ценности соответствующих проектов. Обоснованы составляющие этих показателей. Раскрыто системно–событийные основы исследования объемов несвоевременного выполнения механизированных работ и простоев техники в рабочее время через отсутствие механизированных работ. Обосновано причинно–следственные связи между событиями и механизированными работами в проектах технико–технологических обслуживающих кооперативов. Определен противоположный характер зависимостей объемов несвоевременного выполнения механизированных работ и простоев техники в рабочее время через отсутствие этих работ от параметров технического обеспечения обслуживающих кооперативов. Обозначена зависимость функциональных показателей ценностей соответствующих проектов от параметров технологических систем является основой для определения рациональных (оптимальных) параметров технического обеспечения обслуживающих кооперативов за стоимостным или энергетическим критерием.

Ключевые слова: обслуживающие кооперативы, проекты, ценность, управления, параметры, техника, показатели.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Результативность сельскохозяйственного производства в значительной степени зависит от его технического обеспечения. К сожалению, в Украине технический потенциал сельского хозяйства характеризуется негативно – у большинства сельскохозяйственных товаропроизводителей (СХТ) тракторов и зерноуборочных комбайнов недостаточно для проведения работ в оптимальные агротехнические сроки. Кроме того, имеющиеся машины характеризуются длительным сроком использования, что предопределяет частые их отказы во время выполнения сельскохозяйственных работ. Это негативно сказывается на производстве

сельскохозяйственной продукции – теряется потенциальный урожай, растет себестоимость. Решение проблемы, как свидетельствует опыт развитых стран мира, возможно путем развития технико–технологических обслуживающих кооперативов. Эффективных систем управления проектами этого развития пока не существует.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Для формирования обслуживающих кооперативов в Украине создана достаточная правовая база [1, 2, 3]. Однако до последнего времени кооперативное развитие сельскохозяйственного производства не наблюдается. Причины такого положения кроются как в отсутствии надлежащей государственной поддержки, так и в недостаточном научном обосновании соответствующего общественно–экономического процесса. В частности, до сих пор не создано соответствующей государственной целевой программы. Имеющиеся научные разработки касаются в основном вопросов функционирования кооперативов [4]. Вопросы их формирования разработаны недостаточно. В частности, отсутствуют научные рекомендации по управлению ценностью проектов технико–технологических обслуживающих кооперативов.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью является обоснование научно-методических подходов к управлению ценностью технико-технологических обслуживающих кооперативов.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Опыт развитых стран мира свидетельствует о том, что организация сельскохозяйственного производства на кооперативной основе является одной из наиболее прогрессивных форм его функционирования. Она позволяет не только обеспечить производство конкурентоспособной сельскохозяйственной продукции, но и в определенной мере решить социальный вопрос – обеспечить занятость населения.

Сегодня в Украине насчитывается более 50 тысяч СХТ, которые владеют земельными ресурсами и являются потенциальными производственными кооперативами. Их технический потенциал неэффективен (деградирован и ежегодно требует значительных средств на обеспечение работоспособности). Его обновление возможно двумя путями – непосредственной заменой в СХТ старой (изношенной) техники на новую; формированием техники в обслуживающих кооперативах. В отмеченных случаях следует реализовать соответствующие проекты, которые характеризуются определенной ценностью. Определение (прогнозирование) численных показателей ценности этих проектов является важным этапом управления ими [5] обозначим главные составляющие соответствующих научно–методических основ.

Первой составляющей этих основ является разработка метода обоснования сущности управленческой задачи прогнозирования показателей ценности продуктов проектов обновления технического потенциала СХТ. Из инженерной точки зрения эта задача формулируется следующим образом – определить мощность и число тракторов и комбайнов, которые должны быть в распоряжении того или иного СХТ. Общеизвестно, что мощность (P_r) и количество (N_r) мобильной энергонасыщенной техники является главными параметрами (Z_r) машинно–тракторного парка СХТ [6]. Для их обоснования используют два главных методы – детерминированный и статистический (вероятностный) [7]. Детерминированный метод является боле простым и доступным для инженерных расчетов, однако он не учитывает вероятностную сущность процессов использования техники, а поэтому не позволяет гарантировать достоверность полученных результатов [8]. Иными словами использование этого метода может привести к ошибочным результатам.

При использовании детерминированного метода обоснования параметров (Z_r) тракторного парка сначала задаются мощностью (P_r) одиночного трактора затем на основании годового плана механизированных работ того или иного СХТ, в котором отражаются (приводятся) технологические опера-

ции возделывания всех сельскохозяйственных культур, выращиваемых СХТ. Затем подбираются сельскохозяйственные машины, которые можно сагрегатировать из соответствующим трактором. После этого определяют суточную производительность *(q_φ)* каждого машинного (машинно–тракторного) агрегата по выполнению каждой (φ–й) технологической операции годового плана механизированных работ. Необходимое количество *($N_{r\varphi}$)* *r*–й марки тракторов для выполнения φ–й технологической операции определяют из известной зависимости:

$$N_{r\varphi} = \frac{Q_\varphi}{q_\varphi \cdot t_\varphi^o}, \qquad (1)$$

где: Q_φ – площадь, которую следует обработать на φ–й операции, га; t_φ^o – оптимальный агротехнический срок выполнения φ–й операции с учетом влияния непогоды, сут.

После определения $N_{r\varphi}$ строят календарный график потребности в тракторах с учетом возможного перекрытия t_φ^o по отдельным операциям. По этому графику оценивают возможные напряженные периоды в использовании тракторов (периоды с наибольшими значениями $\sum_\varphi N_{r\varphi}$. Для каждого такого периода рассматривают возможность уменьшения числа тракторов за счет корректировки (смещения) агротехнических сроков. В конечном итоге на основании анализа внешнего вида календарного графика откорректированной потребности в тракторах из заданной мощностью двигателя P_r, принимают решение о значении $\sum_\varphi k \cdot N_{r\varphi}$ (где *k* – сельскохозяйственная культура, выращиваемая СХТ).

Таким образом, рассматриваемый метод не учитывает риска снижения урожая через несвоевременность выполнения сельскохозяйственных работ, а также возможные непродуктивные простои тракторов в рабочее время через отсутствие работы. В тоже время рассмотренный метод дает возможность быстро сориентироваться в технической потребности СХТ без надлежащего оценивания ценности того или иного проекта их технического обеспечения.

Концептуально рассмотрим новый, разработанный нами, метод обоснования параметров технического обеспечения СХТ на основании использования вероятностного подхода. В этой связи заметим, что технологические процессы в полеводстве происходят в естественных условиях. Поэтому они подвержены стохастическому воздействию агрометеорологических условий, предопределяющих целесообразность и возможность выполнения тех или иных механизированных работ. В этом случае рассматриваются соответствующие события с вероятностным временем их наступления.

Разработанный нами метод обоснования потребности СХТ в техническом обеспечении базируется на статистическом имитационном моделировании функционирования полеводческих технологических систем (ТхС), которые состоят из множества полей, подлежащих обработке (вспашке, удобрению, посеву, уходу за посевами, уборке), технических средств, с помощью которых выполняются механизированные операции по обработке полей, а также исполнителей (операторов), обеспечивающих эту обработку. Статистическое имитационное моделирование функционирования (технологических процессов) ТхС базируется на системно–событийном подходе, который позволяет учесть все основные события и работы в проектах сельскохозяйственного производства [9]. Остановимся более подробно на методических особенностях системно–событийного подхода [10].

События касаются всех основных составляющих ТхС: 1) полей *(П)*; 2) сельскохозяйственных культур *(k)*; агрометеорологических условий *(А)*; 4) исполнителей *(С)*; 5) технических средств *(Тн)* [11]. Наличие полей *(П)*, на каждом из которых выращивается или убирается та или иная сельскохозяйственная культура *(k)* образует базовое множество соответствующих событий первого вида – $\{П_k\}$. Операции, которые следует выполнять на этих полях, образуют производное множество событий – $\{\varphi_k\}$. Агрометеорологические условия предопределяют множество базовых событий второго вида – $\{A_{\varphi k}\}$. Эти события касаются каждой отдельной сельскохозяйственной культуры *(k)*, возделываемых на соответствующих полях *(φ)* того или иного СХТ. Поэтому особенностями их исследования является

изучение влияния агрометеорологических условий на состояние полей и посеянных на них культур. Таким образом, производные события касательно каждого отдельного поля определяются возделываемой сельскохозяйственной культурой, операциями по ее возделыванию (технологией возделывания), а также состоянием агрометеорологических условий в каждые сутки функционирования (существования) ТхС.

События касательно исполнителей являются также производными. Они определяют для каждых рабочих суток возможное время начала и окончания механизированных сельскохозяйственных работ, предопределяемое выходом исполнителей на работу и окончанием ее через ограничение сменного времени их работы. Кроме того, время начала и окончания работ в те или иные сутки определяется также агрометеорологическими условиями, которые формируют базовые события второго вида. Эти условия влияют на физическое состояние поверхности полей возделываемых культур, а также воздушной среды, которое предопределяет возможность выполнения механизированных сельскохозяйственных работ. Таким образом, на основании сравнения времени возникновения в каждые отдельные сутки предметно–агрометеорологических и социальных (наличие исполнителей, готовых выполнять работы) событий определяется время начала и завершения этих работ.

Обобщая результаты анализа событий функционирования ТхС полеводства, отметим, что для каждого поля и возделываемой на нем сельскохозяйственной культуры определяют события начала выполнения сезонных работ, погожие и непогожие интервалы времени в этих сезонах, начало и окончание перерывов погожих интервалов времени в течении отдельных суток, а также завершения механизированных работ того или иного вида в течении сезона [12]. Кроме того, для каждого вида сезонных работ на основании моделирования определяют объем $\left(Q^{н}_{\varphi k}\right)$ механизированных работ, выполненный вне агротехнически оптимальное время. Этот объем $Q^{н}_{\varphi k}$ для φ–о вида работ предопределяет потери потенциального урожая k–й сельскохозяйственной культуры. В результате моделирования функционирования ТхС также определяют простои $Tn_{r\varphi}$ r–х машинных агрегатов через отсутствие φ–о вида работ. При этом заметим, что простои $Tn_{r\varphi}$ определяют для агротехнически оптимального срока выполнения φ–х работ. Показатели $Q^{н}_{\varphi k}$ и $Tn_{r\varphi}$ относятся к функциональным показателям ценности ТхС [13]. Они обуславливаются соответственными событиями [14]:

$$\left(Q^{н}_{\varphi k}, Tn_{r\varphi}\right) = f(\{П_{k\varphi}\}, t^{o}_{\varphi k}\{A_{\varphi k}\}, \{C\}, \bar{w}_{\varphi k}), \quad (2)$$

где: $\{П_{k\varphi}\}$ – множество полей с k–й культурой, на которой выполняется φ–я механизированная операция; $t^{o}_{\varphi k}$ – длительность агротехнически оптимального периода по выполнению φ–й механизированной операции для k–й сельскохозяйственной культуры; $\{C\}$ – множество событий возможного и невозможного выполнения механизированных процессов (операций), обусловленных социальным фактором; $\bar{w}_{\varphi k}$ – средний часовой темп выполнения φ–й механизированной операции для k–й культуры.

Средний часовой темп $\bar{w}_{\varphi k}$ выполнения φ–й операции по возделыванию k–й культуры зависит от параметров (мощности) P_r и количества N_r используемых машинных агрегатов, а также производственных характеристик B_n полей:

$$\bar{w}_{\varphi k} = f^{//}\left(P_r, N_r, B_n\right). \quad (3)$$

Заметим, что производственные характеристики B_n полей и параметров P_r машинных агрегатов обуславливают скорость $V_{r\varphi k}$ их движения по полям, а также частоту возникновения (β_{po}) и длительность выполнения (t_{po}) их разворотов:

$$V_{r\varphi k} = f^{///}(B_n, P_r); \quad (\beta_{po}, t_{po}) = f^{IV}(B_n, P_r). \quad (4)$$

Кроме того характеристики B_n полей и параметры P_r машинных агрегатов обуславливают технологические остановки, которые негативно влияют на часовой темп $\bar{w}_{\varphi k}$ выполнения механизированных операций. Вероятностный характер составляющих среднего часового темпа $\bar{w}_{\varphi k}$ выполнения

отдельных операций обуславливает необходимость его вероятностного рассмотрения (оценивания). Учитывая также вероятностное влияния множества событий $\{A_{\varphi k}\}$ агрометеорологических условий на выполнение проектов сельскохозяйственного производства функциональные их показатели $\left(Q^{н}_{\varphi k}, Tn_{r\varphi}\right)$ получаются вероятностными. Оценивание статистических характеристик соответствующих распределений возможно лишь на основе статистического имитационного моделирования проектов возделывания сельскохозяйственных культур [15].

Рассматривая такие проекты (портфели и программы проектов) как ТхС, управления их ценностью сводится к определению рациональных параметров, которые разделяются на характеристики (S_n) производственных планов механизированных работ, параметры (Z_T) технического обеспечения проектов, а также параметры $(Z_П)$ обеспечения исполнителями [16]. Инженерно-техническая задача управления ценностью сводится к определению рационального соотношения между этими характеристиками и параметрами [17].

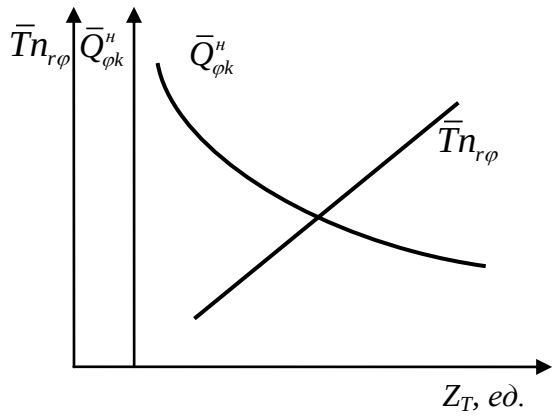


Рис. Тенденции изменения среднего объема $(\bar{Q}^{н}_{\varphi k})$ несвоевременно выполненных механизированных работ и средних простоев $\bar{T}n_{r\varphi}$ техники от параметров технического обеспечения ТхС

Fig. Tendencies of change of average volume $(\bar{Q}^{н}_{\varphi k})$ of out of time executed mechanized operations and average idle $\bar{T}n_{r\varphi}$ times of technics from parameters of hardware of TxC

Концептуально обозначим характерные тенденции изменения функциональных показателей $\left(Q^{н}_{\varphi k}, Tn_{r\varphi}\right)$ от упомянутых параметров ТхС. За фиксированных планов $(S_n=const)$ и количестве исполнителей $(Z_n=const)$ увеличение параметров Z_T ведет к уменьшению среднего значения $\bar{Q}^{н}_{\varphi k}$ и увеличению среднего значения $\bar{T}n_{r\varphi}$ (рис.).

Противоположные тенденции изменения средних значений функциональных показателей является главным основанием для определения оптимального (рационального) значения параметров ТхС [18]. Для этого следует средние значения функциональных показателей $\bar{Q}^{н}_{\varphi k}$ и $\bar{T}n_{r\varphi}$ выразить у энергетических или же денежных единицах [19]. Средний объем $\bar{Q}^{н}_{\varphi k}$ несвоевременно выполнения механизированных работ приводит, как уже отмечалось, к потерям урожаю, которые несложно оценить либо в энергетических, либо в денежных единицах [20]. Средние простои $\bar{T}n_{r\varphi}$ техники через отсутствие работы в рабочее агротехнические оптимальное время обуславливают увеличение себестоимости урожая выращиваемой сельскохозяйственной культуры – увеличиваются затраты на амортизацию от «замораживания» капитальных средств (вложений). Эти затраты можно также выразить в энергетическом эквиваленте. Таким образом, спрогнозировав с помощью статистического имитационного моделирования средние значения функциональных показателей для различных параметров технического обеспечения ТхС (продуктов проектов, программ, портфелей проектов), а также оценив эти показатели в денежном или же энергетическом эквиваленте, можно отыскать рациональные значения этих параметров, которые обеспечивают минимальные значения суммарных потерь и затрат при выполнении той или иной механизированной работы (проекта).

Рассмотренные методы обоснования параметров технического обеспечения ТхС сельскохозяйственного производства являются важными составляющими систем управления ценностью проектов технико–технологических обслуживающих кооперативов. В частности они лежат в основе решений не только управленческих задач по

обоснованию соответствующих параметров кооперативов, но и текущего управления формированием их ценности за счет эффективного распределения машинных агрегатов для выполнения механизированных работ на отдельных полях. В этом случае управленческая задача формулируется следующим образом – в каждые рабочие сутки распределить технику по планируемым механизированным работам таким образом, что бы минимизировать потери урожая от несвоевременности их выполнения. Решение этой задачи требует разработки соответствующих методов, которые в этой статьи мы не рассматриваем.

ВЫВОДЫ

1. Управление ценностью проектов технико–технологических обслуживающих кооперативов основывается на результатах решения управленческой задачи по согласованию характеристик производственных планов с параметрами технического обеспечения, а также с количеством исполнителей механизированных работ, выполняемых кооперативами (ТхС).

2. Существующие методы решения этих задач базируются на двух основных моделях функционирования кооперативов – детерминированной и статистической.

3. Детерминированная модель позволяет ориентировочно определять параметры технического обеспечения.

4. Статистическая модель позволяет учесть вероятностное воздействие агрометеорологических условий на выполнение механизированных сельскохозяйственных процессов и обосновывать рациональные параметры технического обеспечения кооперативов на основе минимизации суммарных средних потерь и капитальных затрат на выполнения механизированных сельскохозяйственных процессов.

5. Разработанные научно-методические основы построения статистических имитационных моделей выполнения механизированных сельскохозяйственных процессов позволяют учесть все основные факторы ценности проектов обслуживающих кооперативов и обеспечить достоверность прогнозирования их показателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Pro kooperaciyu. 2003. Zakon Ukrayiny` // Ekonomika APK. – 9. – 142–152.

**2. Pro sil`s`kogospodars`ku kooperaciyu. 1997.** Zakon Ukrayiny` // Vidomosti Verxovnoyi Rady` Ukrayiny`. – 39, 261. – 683–695.

3. O potrebitelskoy kooperatsii. 1992. Zakon Ukraini // Vedomosti Verhovnoy Radyi Ukrainyi. – No 30. – 414.

4. Gorbonos F. V. 2003. Kooperaciya : Metodologichni i metody`chni osnovy`. – L.: LDAU. – 264.

5. P2M. 2010. Rukovodstvo po upravleniyu innovatsionnyimi proektami i programmami organizatsiy / Pod red. Yaroshenko F. A. – K.: Novyiy druk. – 160.

**6. Sy`dorchuk O. V. 2007.** Inzheneriya mashy`nny`x sy`stem / O.V. Sy`dorchuk. – K.: NNCZ «IMESG» UAAN. – 263.

7. Finn E.A. 1989. Optimizatsiya ekspluatatsionnyih sistem selskohozyaystvennoy tehniki. Avtoref. dis….dokt. tehn. nak. – Novosibirsk. – 40.

8. Cip Ye. I. 2002. Sezonna programa kombajna i ry`zy`k u procesi centralizovanogo zby`rannya rannix zernovy`x. Avtoref. dy`s….kand. texn. nak. – L`viv, LDAU. – 20.

**9. Sy`dorchuk O. 2012.** Commission of motori zation and enerqetics in aqriculture / Sy`dorchuk O., Ivasyuk I., Syatkovs`ky`j O., Lub P., Try`guba A. – Motoryzacja i energetyka rolnictwa. MOTPOL. – Lublin, Vol.14, No 4. – 16–20.

**10. Sy`dorchuk O. V. 2014.** Planuvannya proektiv vy`roshhuvannya kul`tur na osnovi staty`sty`chnogo imitacijnogo modelyuvannya: monografiya / V.V. Adamchuk, O.V. Sy`dorchuk, P.M. Lub [ta in.]. – Nizhy`n: Vy`davecz` PP Ly`senko M.M. – 224.

**11. Sy`dorchuk O. 2012.** Metodologiya vidobrazhennya vply`vu agrometeorologichny`x umov na vologist` gruntu u staty`sty`chnij imitacijnij modeli mexanizovany`x procesiv ril`ny`cztva / O. Sy`dorchuk, P. Lub, A. Shary`bura [ta in.]. // Visny`k L`viv. NAU: Agro inzhenerni doslidzhennya. – L`viv. L`viv. nacz. agrouniversy`tet. – Vol. 6. – 16–20.

12. Sidorchuk A. 2013. Soglasovanie sostavlyayuschih tehnologicheskoy sistemyi obrabotki pochvyi i poseva ozimyih kultur /

A. Sidorchuk, I. Ivasyuk, V. Ukrainets, P. Lub. – Motoryzacja i energetyka rolnictwa. MOTPOL–2013. – Lublin, Vol.15, No4. – 180–186.

13. Sidorchuk A. 2013. Otsenka tsennostey servisnyih programm agrarnogo proizvodstva / Sidorchuk A., Triguba A., Malanchuk A. – Motoryzacja i energetyka rolnictwa. MOTPOL–2013. – Lublin, Vol.15, No4. – 153–159.

**14. Sy`dorchuk O. V. 2011.** Sy`stemno–podiyevy`j pidxid do upravlinnya proektamy` udobrennya, obrobitku gruntu ta sivby` kul`tur / O. V. Sy`dorchuk, P. M. Lub, V. A. Ukrayinecz` [ta in.] // Upravlinnya programamy` pry`vatno–derzhavnogo partnerstva z metoyu stabilizaciyi rozvy`tku Ukrayiny` : VIII Mizhnar. konf. Upravlinnya proektamy` u rozvy`tku suspil`stva. – K.: KNUBA. – 206–208.

**15. Sy`dorchuk O. V. 2014.** Sy`stemno–proektni pidstavy` upravlinnya parkom mashy`n sil`s`kogospodars`ky`x tovarovy`robny`kiv / V.V. Adamchuk, O.V. Sy`dorchuk, V.G. My`ronenko // Visny`k agrarnoyi nauky`. – No 11. – 33–39.

**16. Sy`dorchuk O. V. 2013.** Zastosuvannya sy`stemno–cinnisnogo pidxodu do upravlinnya konfiguraciyeyu integrovany`x program agrarnogo vy`robny`cztva / O. Sy`dorchuk, A. Try`guba // Upravlinnya programamy` ta proektamy` v umovax global`noyi finansovayi kry`zy`: X Mizhnar. konf. Upravlinnya proektamy` u rozvy`tku suspil`stva., – K.: KNUBA. – 234–236.

1**7. Sy`dorchuk O. V. 2012.** Sy`stemne doslidzhennya procesu upravlinnya programamy` ta portfelyamy` / O.V. Sy`dorchuk, A.M. Try`guba, M.A. Demy`dyuk [ta in.] // Upravlinnya proektamy`, sy`stemny`j analiz i logisty`ka: Naukovy`j zhurnal. – K.: NTU. – Vol.10. – 235–241.

18. Zavalishin F.S. 1973. Osnovyi rascheta mehanizirovannyih protsessov v rastenievodstve / F.S. Zavalishin. – M.: Kolos. – 319.

19. Metodicheskie. 1989. rekomendatsii po toplivno–energeticheskoy otsenke selskohozyaystvennoy tehniki, tehnologicheskih protsessov i tehnologiy v rastenievodstve. – M. – 60.

20. Kirtbaya Yu. K. 1974. Organizatsiya ispolzovaniya MTP / Yu. K. Kirtbaya. – M.: Kolos. – 288.

VALUES PROJECTS MANAGEMENT OF TECHNICAL–TECHNOLOGICAL SERVICE COOPERATIVES

Summary. The projects products of technical–technological service cooperatives as technological systems are considered. The deterministic and statistical methods of technical options support grounding, which determines functional performance values relevant projects, are exposed. The components of these indicators are grounded. The system–event research principles of late mechanized operations volumes performed and machinery downtime during working hours due to the lack of mechanized operations are solved. Causal relationships between events and mechanized works in technical and technological service cooperatives projects are grounded. The opposite character of changes in the scope of mechanized operations performed on time and downtime of equipment in working time due to lack of work characteristics on the ratio of production plans mechanized operations and parameters logistics service cooperatives is established. The conformity law changes in functional parameters values of relevant projects parameters of technological system is the basis for determining of the rational (optimal) parameters logistics service cooperatives for costly or energy criterion are pointed.

Key words: service cooperatives, projects, values, management, parameters, devices, indexes.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КАЛИБРАТОРА НА ВЕРОЯТНОСТЬ ОТБОРА КРУПНЫХ ЯИЦ ЗЕРНОВОЙ МОЛИ, ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ПРОЦЕССА

Олег Марус

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Oleh Marus

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В технологическом процессе производства энтомологического препарата трихограммы есть операция калибровки яиц зерновой моли. Обоснование конструкционно-технологических параметров калибратора позволит улучшить качественные показатели энтомологического препарата трихограммы.

Для достижения максимального значения вероятности отбора крупных яиц при калибровке были установлены оптимальные конструкционные параметры и режимы работы калибратора с учетом качества разделения, а именно: скорости воздушного потока составляла 3,82 м/с, высоты камеры разделения - 198,20 мм и высоты пластины- заслонки - 26,73 мм. При установлении таких значений параметров и режимов вероятность отбора крупных яиц во втором контейнере составляла 58%, что на 31% больше по сравнению с базовой конструкцией.

Ключевые слова: калибратор, яйца зерновой моли, параметры, вероятность, производительность, удельная энергоемкость.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Биологическая защита растений базируется на использовании одних живых организмов против других без нанесения вреда окружающей среде, что в свою очередь позволяет получить экологически качественную продукцию. Энтомологический препарат трихограммы применяют в биологической защите растений против чешуекрылых вредителей, для его разведения используют яйца зерновой моли. Крупность этих яиц влияет на качественные показатели энтомологического препарата трихограммы [1, 2, 3].

В процессе исследований, еще во времена Советского Союза, установлено, что в яйцах зерновой моли разных размеров чешуекрылых паразитируют различные формы трихограммы. Поэтому часто выведенные на мелких яйцах зерновой моли мелкие яйцееды не заражают более крупные яйца озимой совки, против которой выпускают трихограмму, а также на 20 % меньше заражают яйца белянок и на 25 % - яйца кукурузного стеблевого мотылька [4].

Плодовитость трихограммы изменяется в зависимости от состояния климатических условий, крупности яйца, в котором она развивалась [5], то есть необходимо исходить из факта биохимического воздействия яйца на развитие паразита. Также считают [6, 7], что величина яиц хозяина влияет на формирование соотношение самцов и самок энтомофага.

Изменение конструкционно-технологических параметров калибратора позволит повысить вероятность отбора крупных яиц зерновой моли, а соответственно и улучшить качественные показатели самого препарата, что в свою очередь приведет к расширению использования биологической защиты растений и производства экологически безопасной продукции.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КАЛИБРАТОРА НА ВЕРОЯТНОСТЬ ОТБОРА КРУПНЫХ ЯИЦ ЗЕРНОВОЙ МОЛИ, ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ЭНЕРГОЕМКОСТЬ ПРОЦЕССА

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

При проведении предварительных экспериментальных исследований было установлено, что на качество разделения яиц зерновой моли в камере разделения пневматического калибратора больше всего влияет высота камеры разделения, высота пластины-заслонки и скорость воздушного потока [8].

Также предыдущие исследования показали, что смесь яиц, состоящая из 28 % конгломератов, 34 % крупных и 38 % мелких яиц, после калибровки распределилась следующим образом: 17 % конгломератов попало в первый контейнер, а другая часть во второй и третий контейнер; во второй контейнер, куда должны были попасть крупные яйца, их поступило 16 %, незначительная часть (4 %) попала в первый контейнер, а другая (14 %) в третьей. Из общего количества мелких яиц зерновой моли в третий контейнер попало 24 %, а 14 % попало в другие фракции [9]. Нами были проведены исследования по определению влияния угла стабилизирующего патрубка на скорость яиц, а соответственно и на качество калибровки, которая выражалась в вероятности отбора крупных яиц в первом контейнере. Угол стабилизирующего патрубка базового калибратора составлял 30 град., а как известно качество разделения зависит от количества материала, который попадает одновременно в воздушный поток [10]. При 10 град. яйца даже с помощью вибрационного устройства почти не двигались, при 15 град. - часть яиц оставалась в патрубке, а при 35 град. яйца самотеком двигались по патрубке, в связи с чем и получили скачок скорости [11].

В связи с этим был проведен эксперимент по определению влияния угла наклона патрубка на вероятность отбора крупных яиц именно в первом контейнере, в котором должны быть, в большинстве, конгломераты. Для этого были взяты углы патрубка 10, 15, 20, 25, 30 и 35 град., и получили, что при увеличении угла возрастает вероятность отбора крупных яиц в первом контейнере. Объясняется это тем, что при увеличении угла патрубка увеличивается начальная скорость яиц перед камерой разделения и увеличивается их количество, которое одновременно поступает в камеру разделения, в результате чего они мешают друг другу и во время столкновений перенаправляют друг друга изменяя свою траекторию.

Скорость воздушного потока при этом составила 3,8 м/с. Таким образом, в первом контейнере вероятность попадания крупных яиц составила 7 % при 20 град., который и приняли для проведения дальнейших исследований.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Определить влияние конструкционно-технологических параметров пневматического калибратора на вероятность отбора крупных яиц зерновой моли, производительность и энергоемкость процесса.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Исследование зависимостей качественных показателей работы калибратора яиц зерновой моли от режимов его работы и конструктивных параметров проводились с помощью метода математической теории планирования эксперимента. Это позволило сократить общее количество опытов, соответственно и время их проведения без уменьшения получения качественных данных и полезной информации.

При проведении оптимизации параметров определяли процент вероятности отбора крупных яиц во втором контейнере. С этой целью пользовались компьютерной обработкой данных, которая предназначена для решения статистических и инженерных задач.

При анализе данных использовали описательную статистику, которая служит для создания одномерного статистического отчета, содержащего информацию о центральной тенденции и изменчивости входных данных, и гистограмму, которая применяется для вычисления выборочных и интегральных частот попадания данных в указанные интервалы значений. При этом рассчитывали числа попаданий для заданного диапазона ячеек.

Также данные обрабатывались при привлечении числовых характеристик случайных величин [12, 13, 14, 15].

При проведении исследований брали определенное количество яиц зерновой моли, которые разделяли на пневматическом

калибраторе, проводя изменение параметров и режимов его работы в соответствии с установленными факторами. В таблице приведены интервалы значений и уровни варьирования факторов при испытании калибратора.

Таблица. 1. Интервалы значений и уровни варьирования факторов при испытании калибратора

Table. 1. Intervals of values and levels of a variation of factors at calibrator trial

№ п/п	Наименование фактора и его обозначения	Уровни факторов			Интервалы варьирования
		-1	0	+1	
1	Скорость воздушного потока, м/с	3,6	3,8	4,0	0,2
2	Высота пластины-заслонки, мм	15	25	35	10
3	Высота камеры разделения, мм	180	200	220	20

Для определения конструктивных параметров и режимов калибратора яиц зерновой моли после проведения эксперимента использовали методики планирования многофакторных экспериментов [16, 17, 18, 19].

При проведении эксперимента определялось влияние факторов на качество разделения, с использованием трехуровневой матрицы оптимального плана Бокса-Бенкина [20]. После анализа полученных результатов зависимостей (рис. 1) становится понятным, что скорость воздушного потока значительно влияет на вероятность отбора крупных яиц зерновой моли во втором контейнере и составляет 58 % при скорости воздушного потока в пределах 3,75-3,85 м/с, при средней высоте пластины-заслонки, а именно 25 мм. При таких же условиях но при скорости воздуха 3,6 м/с вероятность составляла 50 %, так как при меньшей скорости потока воздуха часть крупных яиц попадает в первый контейнер, а часть мелких во второй таким образом общая доля крупных яиц во втором контейнере меньше чем при скорости воздуха 3,8 м/с, а при скорости воздуха 4,0 м/с вероятность составляла 52 %, за счет того, что при большей скорости воздуха часть конгломератов попадает во второй контейнер, а часть крупных яиц в третий.

Анализируя зависимости (рис. 2) можно сделать вывод, что на вероятность отбора крупных яиц во второй фракции положительно влияет высота камеры разделения. При высоте камеры разделения 180 мм вероятность меньше, так как часть конгломератов, которые должны были попасть в первый контейнер, за счет большей высоты падения успевают перелетать во второй контейнер, таким образом, влияя негативно на качество калибровки. При высоте камеры разделения 220 мм часть мелких яиц, которые приближены к крупным не успевают перелететь заслонку, за счет меньшей высоты, и попадают во второй контейнер, также негативно влияя на вероятность. Таким образом, оптимальная высота камеры разделения находится в пределах 192 - 202 мм и вероятность отбора крупных яиц, при этом, составляет около 58 %. Анализ зависимости вероятности отбора крупных яиц от высоты пластины-заслонки и высоты камеры разделения (рис. 3) показывает, что при высоте пластины-заслонки 15 мм вероятность отбора крупных яиц составляла около 50 %, так как при такой высоте заслонки часть крупных яиц перелетала в третий контейнер таким образом, общая доля во втором контейнере крупных яиц уменьшилась.

При высоте заслонки 35 мм вероятность отбора крупных яиц составляла около 53 %, в связи с тем, что высокая заслонка не позволяла яйцам, которые были приближены к крупным яйцам перелететь в третий контейнер, а оптимальная высота пластины-заслонки при скорости воздуха в камере разделение 3,8 м/с составила от 23 до 28 мм.

Полученные результаты экспериментальных исследований дают возможность провести анализ, в целом, процесса калибровки, который показывает, что качество калибровки, которое выражается через вероятность отбора крупных яиц во втором контейнере, колебалась в пределах от 38,250 до 57,667 %. Это наблюдалось при изменении высоты камеры разделения, высоты пластины-заслонки, а также при изменении скорости воздушного потока и при установлении средних параметров и режимов работы калибратора происходило повышение вероятности. Потребителями электрической энергии в калибраторе является вибрационное

устройство и привод вентилятора. Вибрационное устройство имеет ток питания 25 мА, а вентилятор 100 мА, общий ток составляет 125 мА. При загрузке устройства и когда оно работает на холостом ходу, ток фактически не изменяется.

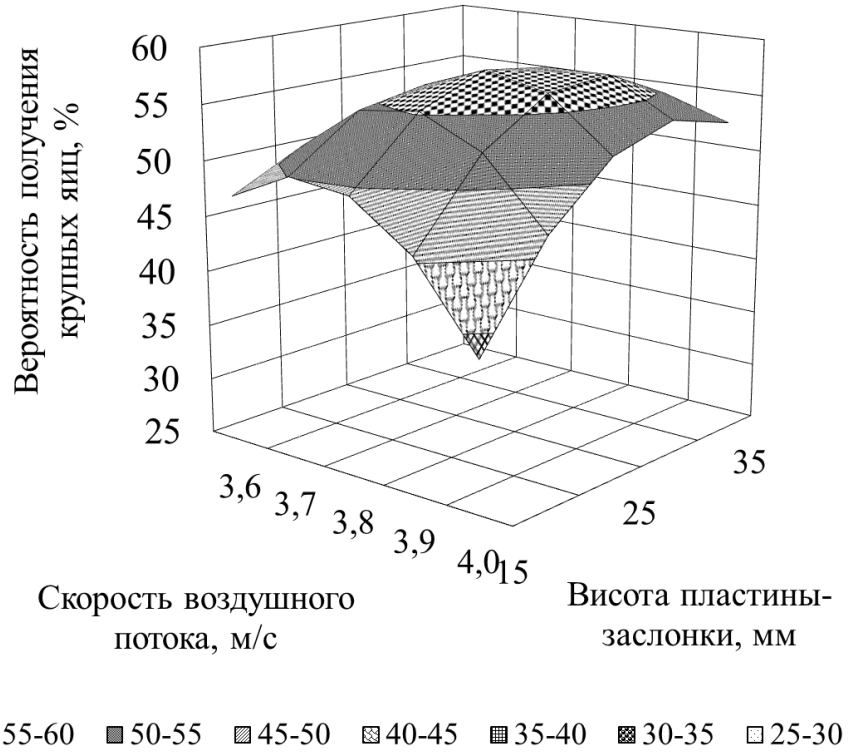


Рис. 1. Зависимость вероятности отбора крупных яиц от скорости воздушного потока и высоты пластины-заслонки

Fig. 1. Dependence of probability of selection of large eggs on speed of an air stream and plate height

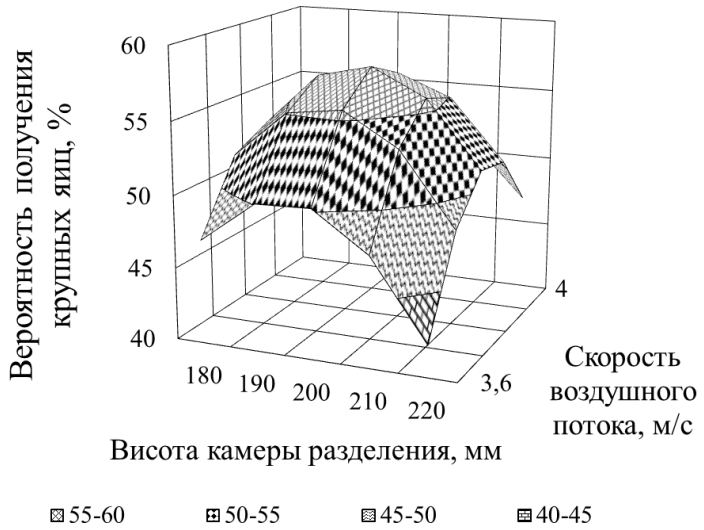


Рис. 2. Зависимость вероятности отбора крупных яиц от высоты камеры разделения и скорости воздушного потока

Fig. 2. Dependence of probability of selection of large eggs on height of chamber of separation and speed of air stream

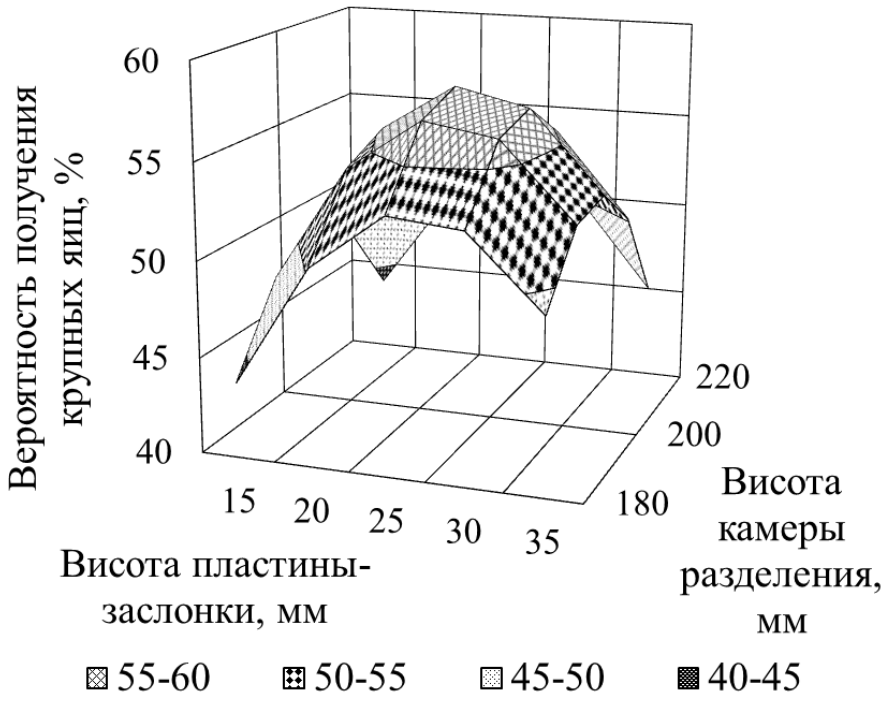


Рис. 3. Зависимость вероятности отбора крупных яиц от высоты пластины-заслонки и высоты камеры разделения

Fig. 3. Dependence of probability of selection of large eggs on height of a plate-zaslonki and height of the chamber of separation

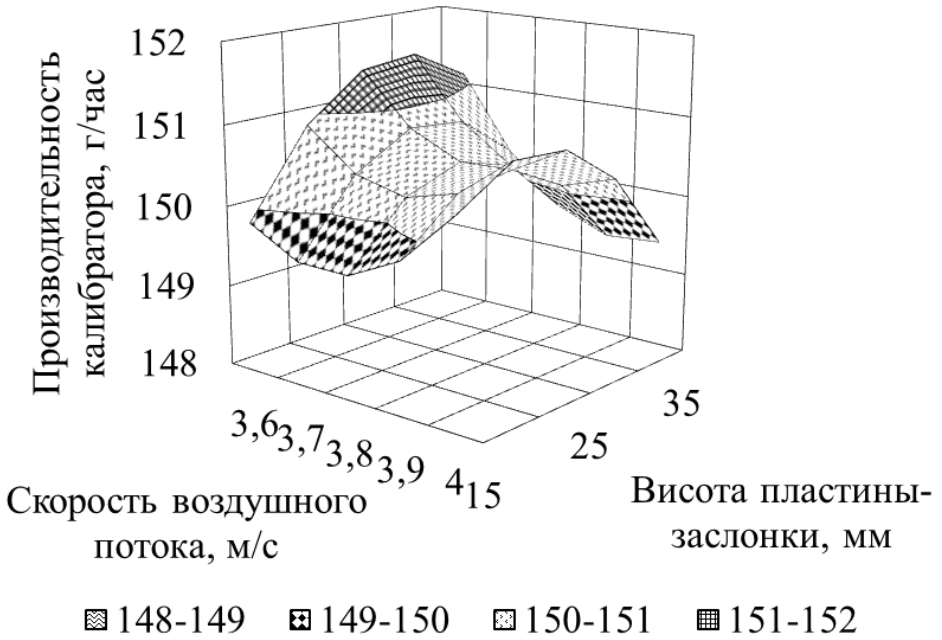


Рис. 4. Зависимость производительности калибрования от скорости воздушного потока и высоты пластины-заслонки

Fig. 4. Dependence of productivity of a calibration on speed of an air stream and plate height

Производительность пневматического калибратора яиц зерновой моли, как видно из рисунка 4, фактически не меняется.

В течение эксперимента производительность менялась от 149,346 г/ч до 151,442 г/ч, что свидетельствует о том, что на нее не влияют изменения конструктивных параметров и режимов работы пневматического калибратора, а именно высота камеры разделения, скорость воздушного потока, высота пластины-заслонки.

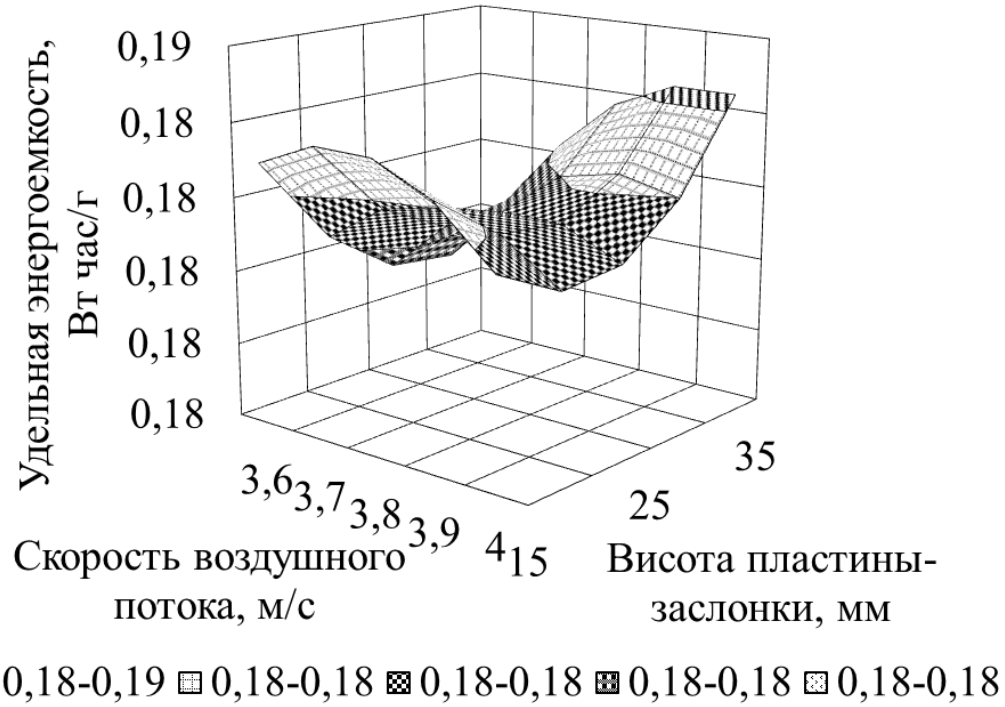


Рис. 5. Зависимость удельной энергоемкости от скорости воздушного потока и высоты пластины-заслонки

Fig. 5. Dependence specific power consumption from speed of an air stream and plate height

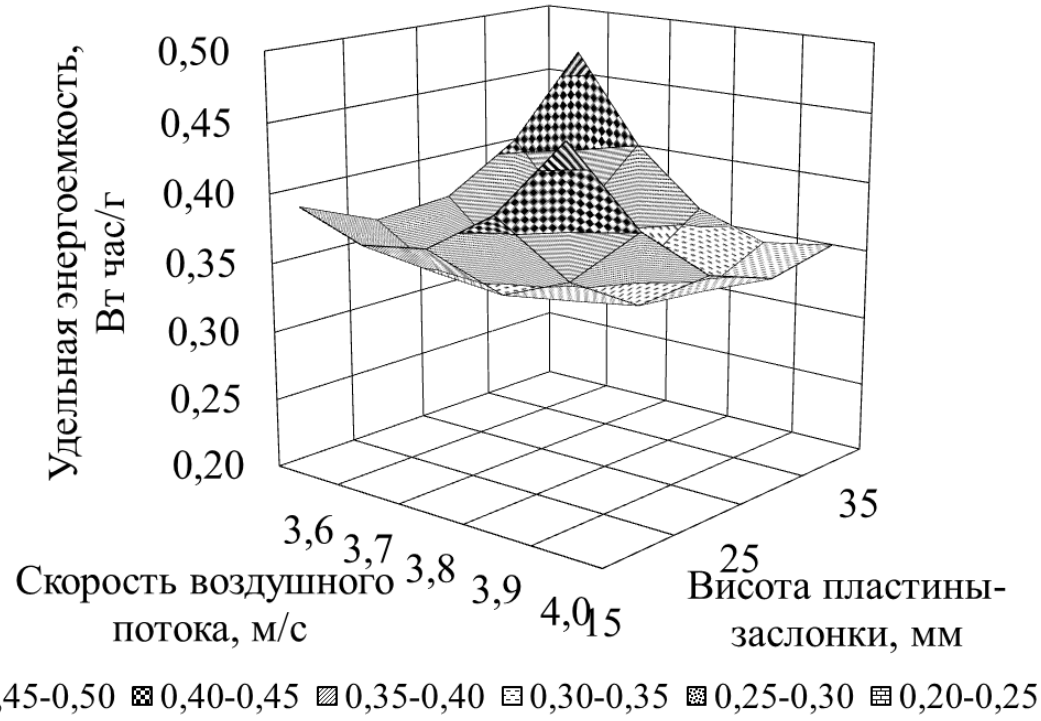


Рис. 6. Зависимость удельной энергоемкости с учетом качества калибровки от скорости воздушного потока и высоты пластины-заслонки

Fig. 6. Dependence specific power consumption taking into account quality of calibration from speed of an air stream and plate height

Удельная энергоемкость, которая зависит от производительности процесса также не существенно изменяется (рис. 5).

Изменение составляет от 0,182 Вт ч/г до 0,184 Вт ч/г и не зависит от скорости воздушного потока, высоты пластины-заслонки и высоты камеры разделения.

Главным критерием оценки калибровки является качество разделения яиц на фракции и получения крупных яиц именно во второй контейнер, которое выражалось через вероятность, поэтому мы определили удельный энергоемкость с учетом качества.

На рис. 6 показана зависимость удельной энергоемкости с учетом качества калибровки от скорости воздушного потока и высоты пластины-заслонки.

Эта зависимость показывает, что удельная энергоемкость, учитывающее качество калибровки зависит от скорости воздушного потока, а именно при скорости 3,6 м/с удельная энергоемкость минимальная составляет 0,377 Вт ч/г, при повышении скорости потока воздуха до 3,8 м/с удельная энергоемкость снижалась до 0,318 Вт ч/г, а при росте скорости воздуха до 4 м/с энергоемкость составляла 0,349 Вт ч/г.

На рис. 7 показана зависимость удельной энергоемкости с учетом качества калибровки от высоты камеры разделения и скорости воздушного потока.

Высота камеры разделения изменялась от 180 до 220 мм, удельная энергоемкость также менялась, при 180 мм она составляла 0,339 Вт ч/г, после того, как высота камеры разделения начала увеличиваться до 200 мм энергоемкость снизилась до 0,318 Вт ч/г - это самая низкая энергоемкость, которая была получена в пределах высоты камеры разделения от 190 до 200 мм, а при приближении высоты камеры разделения до 220 мм энергоемкость начала расти и составила 0,362 Вт ч/г.

Кривые имеют минимальные значения энергоемкости при высоте камеры разделения 200 мм, но в зависимости от скорости воздушного потока энергоемкость имеет разные значения. При скорости воздушного потока 3,6 м/с удельная энергоемкость составляла 0,377 Вт ч/г, при увеличении воздушного потока энергоемкость снижалась до 0,318 Вт ч/г.

Самые низкие значения энергоемкости находились при скорости воздушного потока от 3,8 до 3,9 м/с, а когда происходило возрастание скорости воздушного потока до 4 м/с энергоемкость возрастала до 0,357 Вт ч/г.

На рис. 8 показана зависимость удельной энергоемкости с учетом качества калибровки от высоты пластины-заслонки и высоты камеры разделения.

Удельная энергоемкость с учетом качества калибровки в зависимости от высоты пластины-заслонки имеет разные значения, самые низкие при высоте камеры разделения 200 мм, а именно: когда высота пластины-заслонки составляет 15 мм энергоемкость составляла 0,385 Вт ч/г, при увеличении высоты пластины энергоемкость снижалась до 0,318 Вт ч/г.

Как видно из рисунка самая низкая энергоемкость находилась в пределах высоты пластины от 25 до 30 мм, но когда высота пластины составляла 35 мм энергоемкость возрастала до 0,359 Вт ч/г.

В табл. 2 приведены экстремальные значения факторов, которые были получены после проведения эксперимента, которые показывают каким образом можно изменить конструкционно-технологические параметры и режимы калибратора, чтобы получить лучшее качество разделения, что выражается через вероятность отбора крупных яиц во втором контейнере.

ВЫВОДЫ

Для достижения максимального значения вероятности отбора крупных яиц при калибровке были установлены оптимальные конструкционные параметры и режимы работы калибратора с учетом качества разделения, а именно: скорости воздушного потока составляла 3,82 м/с, высоты камеры разделения - 198,20 мм и высоты пластины- заслонки - 26,73 мм. При установлении таких значений параметров и режимов вероятность отбора крупных яиц во втором контейнере составляла 58%, что на 31% больше по сравнению с базовой конструкцией.

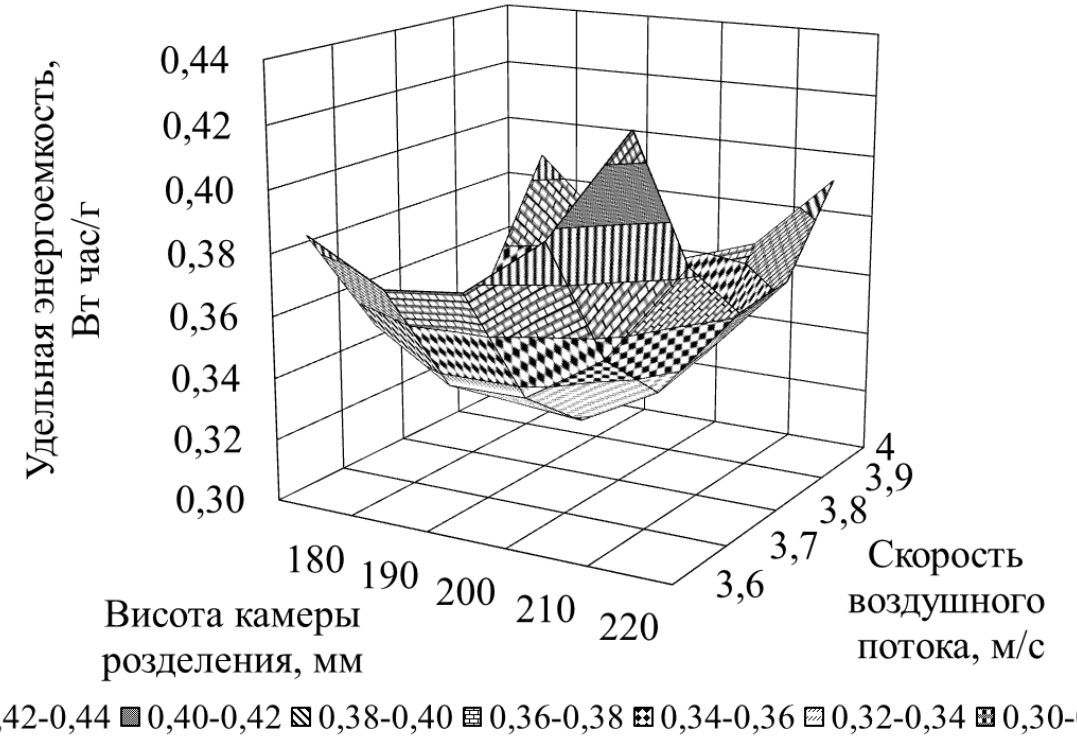


Рис. 7. Зависимость удельной энергоемкости с учетом качества калибровки от высоты камеры разделения и скорости воздушного потока

Fig. 7. Dependence specific power consumption taking into account quality of calibration from height of the chamber of separation and speed of an air stream

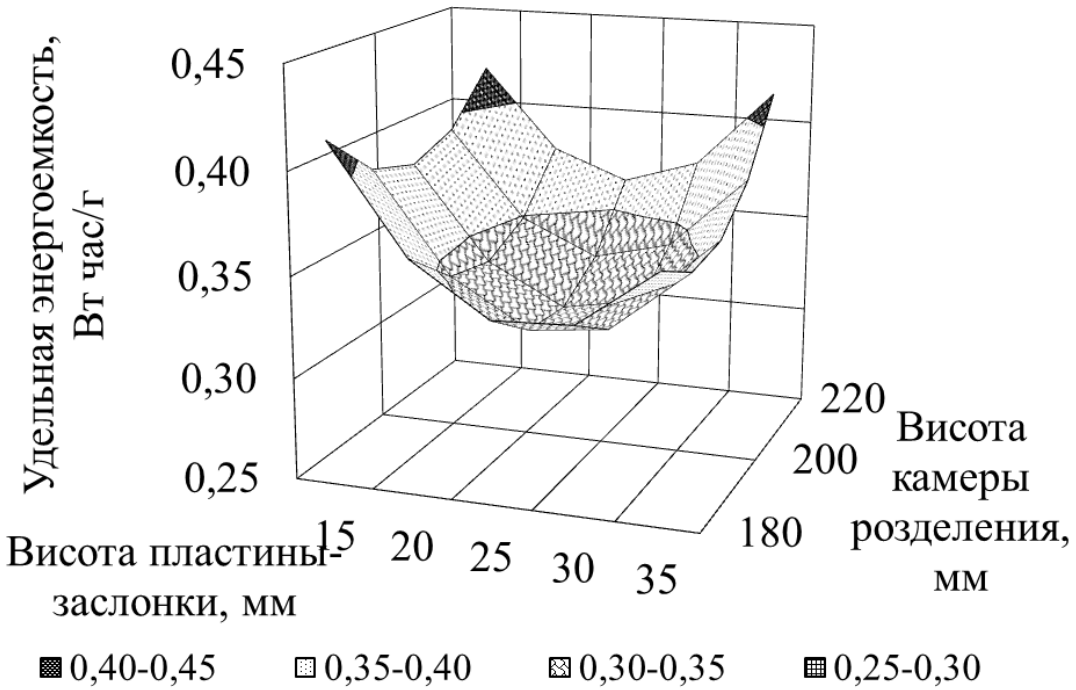


Рис. 8. Зависимость удельной энергоемкости с учетом качества калибровки от высоты пластины-заслонки и высоты камеры разделения

Fig. 8. Dependence specific power consumption taking into account quality of calibration from height of a plate and height of the chamber of separation

Таблица 2. Экстремальные значения факторов, которые были получены после проведения эксперимента

Table 2. Extremes of factors which have been received after experiment holding

№	Экстремальные значения факторов		
	Скорость воздушного потока, м/с	Высота пластины-заслонки, мм	Высота камеры разделения, мм
1	Вероятность получения крупных яиц, %		
	3,82	26,73	198,20
2	Продуктивность калибратора, г/ч		
	3,94	23,40	212,62
3	Удельная энергоемкость, Вт ч/г		
	3,96	23,04	213,11
4	Удельная энергоемкость с учетом качества, Вт ч/г		
	3,84	27,26	196,29

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Melnichuk M.D. 2007. Yefekt medovogo pidzhivlennya imago na zhittyezdatnist trikhogrami / M.D. Melnichuk, N.P. Yasinska // Naukovi dopovidi NAU. – №7. – Rezhim dostupu do zhurn.: http://www.nd.nauu.kiev.ua.

2. Grinberg Sh.M. 1986. Osnovnyye problemy pri promyshlennom proizvodstve trikhogrammy i puti ikh resheniya / Sh.M. Grinberg, A.F. Rusnak, G.F. Dyurich [i dr.] // Biologicheskaya regulyatsiya chislennosti vrednykh organizmov. – 197–213.

3. Zaslavskiy V.A. 2012. Eksperimentalnoye issledovaniye nekotorykh faktorov, vliyayushchikh na plodovitost Trichogramma yevanescens Westw. Hymenoptera, Trichogrammatidae / V.A. Zaslavskiy, Fu Kvi. May // Entomol. obozreniye. — Vyp. 4. –724–737.

4. Dyadechko M.P. 2010. Osnovi biologichnogo metodu zakhistu roslin / [Dyadechko M.P., Padiy M.M., Shelestova V.S., Degtyarov B.G.]. – K.: Urozhay. – 268.

5. Meyer N.F. 2011. Biologicheskiy metod borby s vrednymi nasekomymi / Meyer N.F. – M.: Gosudarstvennoye selskokhozyay-stvennoy i kolkhozno-kooperativnoy literatury. – 120.

6. Shumakov Ye.M. 2010. Nasekomyye zashchishchayut rasteniya / Ye.M. Shumakov, V.A. Shchepetilnikova. – M.: Znaniye. – 46.

7. Shchepetilnikova V.A. 2014. Primeneniye trikhogrammy v SSSR / V.A. Shchepetilnikova // Biologicheskiye sredstva zashchity rasteniy. M.: Kolos,. – 138–158.

8. Tryapitsyn V.A. 2012. Parazity i khishchniki vrediteley selskokhozyaystvennykh kultur / V.A. Tryapitsyn, V.A. Shapiro, V.A. Shchepetilnikova. – L.: Kolos. – 254.

9. Knutson A. 1998. The Trichogramma Manual / A. Knutson // A Guide to the Use of Trichogramma for Biological Control with Special Reference to Augmentative Releases for Control of Bollworm and Budworm in Cotton. – Texas A&M University System. – 42.

10. Shumakov Ye.M. 1970. Nasekomyye zashchishchayut rasteniya / Ye.M. Shumakov, V.A. Shchepetilnikova. – M.: Znaniye. – 46.

11. Khimicheskaya 2011. Khimicheskaya i biologicheskaya zashchita rasteniy / [Khizhnyak P.A., Beglyarov G.A., Stativkin V.G., Nikiforov A.M.]. – Moskva: «Kolos». – 122.

12. Telenga N.A. 2005. Biologicheskiy metod borby s vrednymi nasekomymi selskokhozyaystvennykh i lesnykh kultur / Telenga N.A. – K.: Izdatelstvo Akademii nauk Ukrainsky. – 87.

13. Sweetman H. 2008. The principles of biological control. Interrelation of hosts and pests and utilization in regulation of animal and plant population / H. Sweetman. – Dubuque, Iowa: Wm. C. Brown company publishers. – 575.

14. U biologichnomu 2008. U biologichnomu protiborstvi / [M.D. Zerova, A.G. Kotenko, V.G. Tolkanits ta in.]. – K.: Urozhay. – 191.

15. Telenga N.A. 2014. Rukovodstvo po razmnozheniyu i primeneniyu trikhogrammy dlya borby s vreditelyami selskokhozyayst-vennykh kultur / N.A. Telenga, V.A. Shchepetilnikova. – K.: Izdatelstvo Akademii nauk Ukrainsky. – 99.

16. Makarenko G.N. 2015. Vliyaniye kachestva yaits zernovoy moli na razvedeniye zlatoglazki obyknovennoy // Trudy Vsesoyuznogo nauchno-issledovatelskogo instituta zashchity rasteniy «Biologicheskiy metod zashchity rasteniy». –

Leningrad,. – Vyp. 4. – 163.

17. Marus O.A. 2011. Obrruntuvannya biotekhnologichnogo protsesu virobnitstva trikhogrami z pnevmatichnim kalibruvannyam yaєts zernovoï moli / O.A. Marus // Naukoviy visnik Natsionalnogo universitetu bioresursiv i prirodokoristuvannya Ukraini. Seriya «Biologiya, biotekhnologiya, yekologiya». – K.: Vidavnichiy tsentr NUBiP Ukraini. – Vip. 158. – 66–74.

18. Golub G.A. 2013. Tekhniko-ekonomicheskaya yefektivnost biotekhnologicheskogo protsessa proizvodstva entomologicheskogo preparata trikhogrammy / G.A. Golub, O.A. Marus // Motrol. – Lublin. – Tom 15, № 3. – 362–369.

19. Dubrovin V. 2012. Proizvodstvo entomologicheskogo preparata trikhogrammy / V. Dubrovin, G. Golub, O. Marus // Motrol. – Lublin. – Vol. 14, № 3. – 9–19.

20. Yentomologichni. 2009. Yentomologichni preparati trikhogrami. Zagalni tekhnichni umovi: DSTU 5016:2008. – K.: Derzhpozhivstandart Ukraini. – 10.

INFLUENCE OF STRUCTURAL AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS CALIBRATOR FOR PROBABILITY OF SELECTION LARGE GRAIN MOTH EGGS, PERFORMANCE, AND ENERGY-INTENSIVE PROCESS

Summary. In the process of production of entomological drug Trichogramma have calibration operation grain moth eggs. Justification constructional and technological parameters of the calibrator will improve the quality indicators entomological drug Trichogramma. In the process of production of entomological drug Trichogramma have calibration operation grain moth eggs. Justification constructional and technological parameters of the calibrator will improve the quality indicators entomological drug Trichogramma. In the process of production of entomological drug Trichogramma have calibration operation grain moth eggs. Justification constructional and technological parameters of the calibrator will improve the quality indicators entomological drug Trichogramma.

Key words: calibrator, grain moth eggs, parameters, probability, performance, energy intensity.

ОТДЕЛЬНЫЕ АСПЕКТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЯГОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МОТОБЛОКА

Роман Шкаровский[1], Григорий Шкаровский[2]

[1]Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хазяйства»
Ул. Вокзальна, 11, п.г.т. Глеваха, Киевская обл., Украина.
E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Roman Shkarovsky[1], Grigoriy Shkarovsky[2]

[1]National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture"
Str. Vokzalna, 11, Glevaha, Vasilkovskiy District, Kiev Region, Ukraine.
E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Изложены результаты экспериментальных исследований тяговых свойств мотоблока тяжелого класса на бетоне. В результате проведенных исследований установлено, что тяжелый мотоблок эксплуатационной массой 186 кг на бетоне на грани срыва двигателей в полное буксования, при условии удержания оператором горизонтального положения моторной части за счет нагрузки своего опорно-движительного аппарата развивает усилия в пределах 1,59 – 1,79 кН в зависимости от угла приложения тягового усилия. Установление оптимального соотношения между тяговым усилием и нагрузкой оператора на других, характерных для использования мотоблока, фонах может составить направления дальнейших исследований по данному вопросу.

Ключевые слова: мотоблок, тяговое усилие, бетон, экспериментальные исследования, результаты.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

На протяжении последнего десятилетия производство 48 … 69 % валовой продукции сельского хозяйства Украины обеспечивали хозяйства населения [1]. На передний план в группе мобильных энергетических средств (МЭС) для этих хозяйств выходят мотоблоки (мобильных энергетических средств с колесной формулой 2К2) и мини–тракторы, общее количество которых стремительно растет и по последним статистическим данным составляет уже более 65 тыс. штук [1, 2] . Эта техника является сравнительно новой для потребителя и не всегда позволяет получить ожидаемый результат из причин конструкционных, эксплуатационных и технологических. Одной из основных среди технологических причин можно назвать отсутствие навыков в налаживании агрегатов и чрезмерном утомлении оператора. Особенно это касается мотоблоков и агрегатов на их базе. При таких условиях актуальными являются вопросы, касающиеся изучения технологических свойств мотоблоков и условий их агрегатирования.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Научно-исследовательские и опытно–конструкторские работы с малогабаритными МЭС, характеризующихся колесной формулой 2К2 можно объединить в несколько отдельных групп, а именно: 1 – работы посвящены совершенствованию конструкции мотоблоков [3, 4, 5, 6]; 2 – работы посвящены проблемам управления и эргономичным аспектам эксплуатации

мотоблоков и агрегатов на их базе [7, 8, 9, 10, 11]; 3 – работы посвящены устойчивости работы мотоблоков и агрегатов на их базе [12, 13]; 4 – работы посвящены особенностям технологической эксплуатации мотоблоков и агрегатов на их базе [14, 15, 16, 17].

Исследование, приведены в названных работах призваны частично решить проблемы, указанные в работах [18, 19, 20] и касаются вопросов: снижение уплотнения почвы и повышение тяговых свойств энергосредств, совершенствования характеристик коробки передач в первой из определенных групп; снижение вредного воздействия вибрации на оператора и усилий затраченных на управление – во второй; повышению устойчивости агрегатов на базе мотоблоков и собственно мотоблоков при работе на склонах – в третий; обеспечению выполнения отдельных технологических операций – в четвертой группе.

Среди названных отсутствуют работы, которые освещают результаты научных исследований, устанавливающих условия достижения и собственно значения предельно возможных значений главного классификационного параметра для МЭС – тягового усилия.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

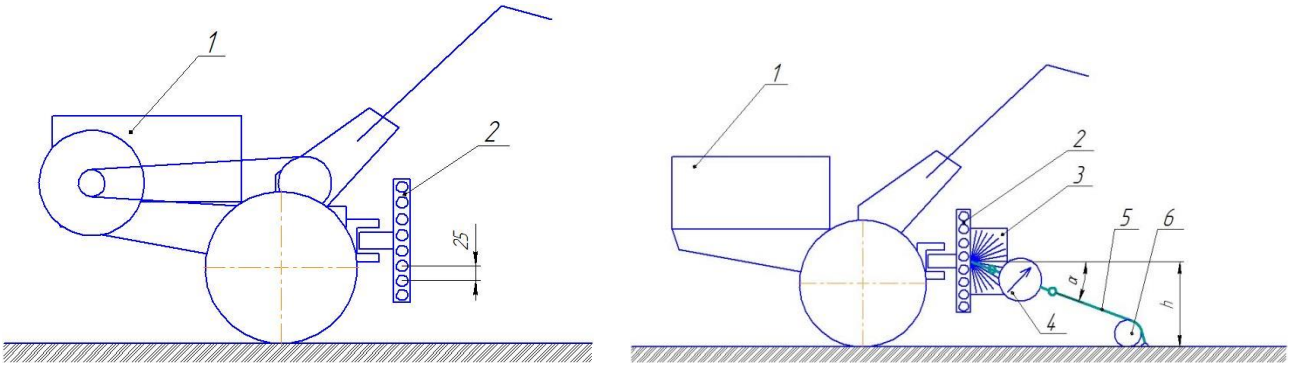
Определить верхнюю границу максимально возможных значений тягового усилия мотоблока тяжелого класса.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В процессе эксплуатации мотоблок может агрегатироваться с различными машинами и орудиями, что влияет на точку и направление приложения тягового усилия (тягового сопротивления). С целью установления предельных значений тягового

усилия, исследования проводили на бетоне, как фоне, который имеет одни из самых высоких значений коэффициента сцепления. Тяговое усилие прикладывалось на разной высоте и под разными углами в продольно–вертикальной плоскости. Объектом исследований был мотоблок Zubr JR–Q78, к которому определенным способом (в запланированных точках и под заранее заданным углом) прикладывалось тяговое сопротивление. Для обеспечения выполнения запланированных работ дополнительно было разработан устройство, которое позволяло изменять угол приложения тягового сопротивления и координату точки его приложения по высоте – рис. 1. Упомянутое устройство устанавливается на штатное устройство для агрегатирования энергосредства и за счет вертикально расположенных отверстий, выполненных с шагом 2,5 см позволяет прикладывать тяговое сопротивление до мотоблока в точке, высота расположения которой, по отношению к штатному устройству для агрегатирования, кратная 2,5. Оборудование, использованное в ходе исследований приведено в пояснениях к рисунку. В процессе исследований обеспечивали горизонтальное положение продольной оси мотоблока путем воздействий оператора на рычаги управления. При этом с помощью цифровой камеры снимался процесс нарастания тягового усилия, верхней границей которого было начало видимого буксования движителей. Съемки проводились таким образом, чтобы в кадре был динамометр и движители мотоблока. Опыты были организованы согласно полного факторного плана 2^2. Переменными факторами были «высота расположения точки приложения тягового сопротивления (точки прицепа) – h» и «угол наклона линии действия тягового сопротивления – α».

Нижние и верхние значения уровней факторов приведены в табл. 1. Значения уровней фактора «высота расположения точки приложения тягового сопротивления (точки прицепа) – h» обоснованно с точки зрения обеспечения агротехнического просвета энергосредства (из условия, чтобы он был не меньше дорожного), а значение нижнего и верхнего уровней фактора «угол наклона линии действия тягового сопротивления – α» определялись с учетом конструктивных особенностей наиболее распространенных конструкций мотоблоков и мотокультиваторов с учетом их возможного наклона в продольно–вертикальной плоскости во время работы.



а) *б*)

α – угол наклона линии действия тягового сопротивления; 1 – мотоблок; 2 – устройство для реализации координатного способа приложения тягового сопротивления; 3 – угломер со шкалой; 4 – динамометр ДПУ–0.5–2 ГОСТ 13837–79; 5 – цепь; 6 – подставка

Рис. 1. Схема устройства для реализации приложения тягового сопротивления на разных высотах (*а*) и размещение оборудования на мотоблоке при исследовании предельных значений развиваемого тягового усилия (*б*):

Fig. 1. Diagram of an apparatus for implementing the application of traction resistance at different altitudes (a) and placing equipment on the Tillers in the study of the limit values of tractive effort (b)

Таблица 1. Значения нижнего и верхнего уровней факторов

Table 1. The values of the lower and upper levels of the factors

Фактор	Натуральные значения уровней		Значение факторов в опыте			
	нижний	верхний	1	2	3	4
Высота расположения точки приложения тягового сопротивления (точки прицепа) – *h*, мм	240±1	540±1	–	+	–	+
Угол наклона линии действия тягового сопротивления – *α* , град.	0	15±1	–	–	+	+

Таблица 2. Результаты экспериментальных исследований определения предельных значений тягового усилия мотоблока на бетоне

Table 2. Results of experimental studies of the limit value traction motor cultivator on concrete

№ опыта	Матрица планирования эксперимента			Значение исследуемого параметра в повторностях		
	переменные факторы		$X_3=X_1\times X_2$			
	h	*α*		*I*	*II*	*III*
	X_1	X_2				
1	–	–	+	1,25	1,30	1,40
2	+	–	–	1,50	1,40	1,55
3	–	+	–	1,60	1,70	1,80
4	+	+	+	1,85	1,90	1,85

В табл. 2 приведены результаты экспериментальных исследований предельных значений тягового усилия малогабаритного энергетического средства с колесной формулой 2К2.

С целью установления регрессионных зависимостей проводили обработку полученных экспериментальных данных, что позволило на уровне доверительной вероятности 95% получить уравнения регрессии вида:

$$P_{ГК} = 1{,}59 + 0{,}013\alpha, \qquad (1)$$

где: α – угол наклона линии действия тягового сопротивления (тягового усилия), град.

В зависимость (1) не входит фактор, учитывающий высоту расположения точки приложения тягового усилия – «высота расположения точки приложения тягового сопротивления (точки прицепа) – *h*». Этот фактор может быть включен в регрессионную зависимость (1) на уровне вероятности доверия 50%, что недостаточнодля проведения анализа с его участием. В таком случае, исходя из результатов проведенных исследований установлено, что из исследуемых факторов на уровень предельного тягового усилия, которое развивает мобильное энергетическое средство с колесной формулой 2К2 влияет только угол наклона линии действия тягового сопротивления (тягового усилия) α.

С увеличением угла наклона линии действия тягового усилия α его размер увеличивается. Таким образом оператор за счет энергии, которая создается его опорно-движущим аппаратом принимает участие в создании тягового усилия. Это может быть объяснено тем, что с увеличением угла α увеличивается момент от тягового усилия, который пытается повернуть мотоблок в направлении действия реактивного момента и этот момент компенсируется опорными элементами машины орудий и усилием оператора, создаваемым на рычагах управления. А при условии, что во время испытаний продольная ось мотоблока должна быть горизонтальной (такое условие ставилось перед началом исследований), то можно утверждать, что оператор, удерживая энергосредство горизонтально рычагами управления, обеспечивал прижимание его движителей к опорной поверхности и, тем самым, влиял на размер тягового усилия. При различных значениях угла α усилия на рычагах были разные, поэтому разными были и значение тягового усилия, увеличиваясь с увеличением названного угла.

Таким образом, мотоблок «Zubr» JR–Q78 тяжелого класса на бетоне может развивать тяговые усилия в пределах (1,59 – 1,79) кН. Приведенный диапазон значений не дотягивает до нижнего предела значений этого показателя для энергосредств класса 0,2 равного 1,8 кН [21]. Это объясняется тем, что мотоблок имеет эксплуатационную массу 186 кг [22], а для обеспечения тягового усилия на уровне 1,8 кН необходима масса на уровне 555,6 кг [23]. Таким образом, доля тягового усилия, получение которой обеспечивается опорно–движительного аппаратом оператора оценивается нехваткой массы на уровне 330–370 кг. Оператор компенсирует недостаток этой массы действием своего опорно-движительного аппарата и системой рычагов, которые используются для управления мотоблока.

ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследований установлено, что тяжелый мотоблок эксплуатационной массой 186 кг на бетоне на грани срыва двигателей в полное буксования, при условии удержания оператором горизонтального положения моторной части за счет нагрузки своего опорно-движительного аппарата развивает усилия в пределах 1,59 – 1,79 кН в зависимости от угла приложения тягового усилия. Установление оптимального соотношения между тяговым усилием и нагрузкой оператора на других, характерных для использования мотоблока, фонах может составить направления дальнейших исследований по данному вопросу.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Shkarovskij G., Sshkarovskij R. 2014. Otdelnye rezultaty issledovaniya deyatelnosti proizvoditelej selskaoxozyajstvennoj produkcii

ukrainy / G. Shkarovskij, R. Shkarovskij. – Motrol. Vol 16. №3. – 138–143.

2. Vlasenko N.S. 2012. Selskoe xozyajstvo ukrainy / pod red .. N.S. Vlasenko. Gosudarstvennaya sluzhba statistiki ukrainy. – K .: – 387.

3. Gontarev E. P. 2002. Obosnovanie kinematicheskoj sxemy, parametrov i rezhimov pereklyucheniya korobki peredach motobloka s izmenyaemym mezhcentrovym rasstoyaniem. diss. kand . texn .. nauk 05.05.03. / E. P. Gontarev. – Chelyabinsk: – 129.

4. Ovsyannikov S. I. 2012. Povyshenie tyagovo–scepnyx svojstv motoagregatov putem primeneniya transformiruemyx dvizhitel / S.I. Ovsyannikov // [Elektronnyj resurs]: Rezhim dostupa: http://archive.nbuv.gov.ua/portal/natural/vsntu/mashin/2012_135/2012_135/135_46.pdf.

5. Panina V.V. 2005. Obosnovanie transmissii malogabaritnogo mashinnogo agregata dlya fermerskix xozyajstv: avtoref. dis. kand. texn. nauk 05.22.02 / V/V/ Panina // – M .: Xark. nac. avtomob.–dorozh. un–t. – 19.

6. Skojbeda A.T. 2013. Kolesno-shagayushhie dvizhitel dlya transportnogo sredstva vysokoj proxodimosti / A.T. Skojbeda, V.N. Zhukovec // Teoreticheskaya i prikladnaya mexanika: mezhdunar. nauch.–texn. sbornik bntu. – Minsk: – Vyp. 28. – 228–233.

7. Evgrafov V.V. 2008. Dinamika i upravlenie dvizheniem kolesnyx robotov / avtoref. diss. kand. fiz.–mat. nauk 05.02.01 / V.V. Evgrafov. – M .: – 15.

8. Keller N.D. 2000. Mexaniko–ergonomicheskoe obosnovanie sredstv maloj mexanizacii selskoxozyajstvennyx rabot: avtoref. diss. dokt. texn. nauk 05.20.01 / N.D. Keller. – M .: – 63.

9. Myasishhev D.G. 2005. Obosnovanie struktury i parametrov lesoxozyajstven–noj sistemy mashin na osnove mobilnyx sredstv maloj mexanizacii: diss. dokt. texn. nauk 05.21.01 / D. G. Myasishhev //. S–pb .: – 350.

10. Ovsyannikov S.I. 2012. Issledovanie silovogo upravlyayushhego vzaimodejstviya v podsisteme «operator–chelovek». / S.I. Ovsyannikov, A. Marchishak // [Elektronnyj resurs]: Rezhim dostupa: http://archive.nbuv.gov.ua/portal/natural/vkhdtusg/2012_123/st%204.pdf.

11. Podrubalov M.V. 2012. Sovershenstvovanie vibrozashhity operatora transportnogo motobloka v sisteme maloj mexanizacii lesoxozyajstvennoj i lesoparkovoj deyatelnosti: avtoref. diss. kand. texn. nauk 05.21.01 / M.V. Podrubalov. – M.: – 18.

12. Bulgakov V.M. 2010. K voprosu ustojchivosti motobloka pri rabote na sklonax / V.M. Bulgakov, M.V. Usenko mezhvedomstvennyj tematicheskij nauchnyj sbornik «Mexanizaciya i elektrifikaciya selskogo xozyajstva». – Glevaxa: NNC «IMESG». – Vyp. 94. – 294–297.

13. Usenko M.V. 2010. Elementy teorii stabiliziruyushhego propellernogo ustrojstva / M.V. Usenko // [Elektronnyj resurs]: Rezhim dostupa: http://archive.nbuv.gov.ua/portal/natural/nvnau_apk/2010_144_5/10umv.pdf.

14. Kupryashkin V.F. 2011. Povyshenie effektivnosti funkcionirovaniya samoxodnoe malogabaritnoj pochvoobrabatyvayushhej frezy optimizaciej konstruktivno–texnologicheskix parametrov: dis. kand. texn. nauk 05.20.01 / V. F. Kupryashkin. – saransk: – 220.

15. Panina V.V. 2005. Obosnovanie transmissii malogabaritnogo mashinnogo agregata dlya fermerskix xozyajstv: avtoref. dis. kand. texn. nauk 05.22.02 / V.V. Panina // – M .: Xark. nac. avtomob.–dorozh. un–t. – 19.

16. Prokopev A.F. 2009. Povyshenie effektivnosti lesotransporta na uchastkax rubok uxoda v molodnyakax evropejskogo severa: avtoref. diss. kand. texn. nauk 05.21.01 / A.F. Prokopev. – Arxangelsk: – 19.

17. Ruzhev V.A. 2012. Razbrasyvatel dlya motobloka v texnologicheskom processe vneseniya udobrenij / v.a. ruzhev, m.v. nikolaev // Razvitie apk v svete innovacionnyx idej molodyx uchenyx. sb nauch. trudov. – S–pb.: S–pb. gos. agrar. univer. – 248–251.

18. Kischak I. 2012. Ekonomiko–matemeticheskoe modelirovanie opredelenie razmera arendnoj platy za zemelnyj uchastok. / I. Kishhak, V. Gavrysh, I. Savarina. – Motrol. 14. Vyp. 2. – 26–33.

19. Dubrovin V. 2011. Kompleksnij pokaznik efektivnosti sistemi mashin u roslinnictvi / V. Dubrovin, E. Krasovski, I. Rogovskij. – Motrol. 13B. – 20–24.

20. Kischak I. 2011. Components of support of agriculturalenterprises industrial hardware / I. Kischak, V. Havrysh, A. Kulik. – Motrol. 13A. – 153–159.

21. GOST 27021–86. (st sev 629–85) traktory selskoxozyajstvennye i lesoxozyajstvennye.

tyagovye klassy. vved. 1987–01–07. – M .: Iz–dvo standartov. 1986. – 5.
22. Motoblok. 2011. Zubr JR–Q78, JR–Q79: Rukovodstvo po ekspluatacii. – K .: Prostosad. – 86.
23. Shkarovskij G.V. 2012. O ekspluatacionnuyu massu energosredstv / G.V. Shkarovskij, R.G. Shkarovskij // Nauchnyj vestnik tavricheskogo gosudarstvennogo agrotexnologicheskogo universiteta [elektronnyj resurs]. – Melitopol: tgatu. – Vyp. 2, T. 3. – Rezhim dostupa: http://www.nbuv.gov.ua/e–journals/nvtdau.

SOME ASPECTS OF TRACTION INDICES WALK–BEHIND TRACTOR

Summary. The results of experimental investigations of traction properties of two-wheel tractor heavy class on the concrete. The studies found that heavy walk-behind tractor operating weight of 186 kg on concrete on edge engines into full slip, provided by the operator retaining the horizontal position of the motor due to load their musculoskeletal propulsion unit develops effort within 1.59 - 1.79 kN depending on the angle of the pulling. Establishing a balance between traction and load operator other characteristic of the use of motor blocks, backgrounds can make directions for further research on the issue.
Key words: walk–behind tractor, traction, concrete, experimental research, results.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАНИПУЛЯТОРОВ ДОЕНИЯ С ФУНКЦИЕЙ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ ПОДВЕСНОЙ ЧАСТИ ДОИЛЬНОГО АППАРАТА МОДУЛЬНОГО ТИПА

Игорь Резников

Национальный научный центр "Институт механизации и электрификации сельского хозяйства"
Ул. Вокзальна, 11, п.г.т. Глеваха, Киевская обл., Украина.
E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Ihor Rieznikov

National Scientific Centre "Institute for Agricultural Engineering and Electrification"
Str. Vokzalna 11, Glevakha, Vasylkiv District, Kyiv Region, Ukraine
E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В данной работе теоретически обоснованны конструкционные параметры манипулятора доения с функцией позиционирования подвесной части доильного аппарата (ПЧДА) модульного типа, в зависимости от обслуживающей зоны в доильных станках. Определена обслуживающая и рабочая зона манипулятора, обоснована кинематическая схема манипулятора со степенью свободы равной 6. Из теоретической модели взаимодействия доильного стакана с соском вымени, определён вес доильного аппарата который позволяет в такте сжатия не спадать с сосков, что составляет от 2,6 до 3,4 кг. Так же, помимо уменьшения поголовья коров, основной причиной недостаточного обеспечения количества молоком населения в Украине производство которого составляет 60% от физиологической нормы потребления. Нужно рассмотреть и определить причины технического характера, которые приводят к потере молока. Так одной из таких причин является доения коров, в зависимости от морфологических признаков, которые имеют неправильную форму вымени. Для доения этих коров нужно разработать устройства, позволяющие решить проблему доения таких коров.

Ключевые слова: манипулятор, подвесная часть доильного аппарата модульного типа, позиционирование, доильный стакан, рабочая зона.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Характеризуя состояние молочного поголовья в стране в сфере производства молока нужно подчеркнуть, что его качественные показатели ухудшились, селекционная работа ведётся на низком уровне, а это негативно отображается на состоянии молочного поголовья. На примере состояния поголовья на молочных фермах в начале 90 годов поголовье насчитывалась примерно 20% коров, недостаточно подобраны к машинному доению (согласно тогдашним стандартам) то сейчас количество таких коров увеличилось в 1,5-2 раза. При этом, квалификация операторов доения находится на низком уровне. Как следствия, при таких условиях сложно обеспечить надлежащую полноценную реализацию потенциала этих коров. Так из проведённых исследований [1, 2, 3, 4] следует, что нарушении технологии машинного доения приводит до потер молока, например при не выполнении машинного додаивания потери составляют 10…15% (0,5…1,5 л молока), а при передержке доильных стаканов на сосках вымени после окончания молокоотдачи 7…10 %.

Так же, помимо уменьшения поголовья коров, основной причиной недостаточного обеспечения количества молоком населения в Украине производство которого составляет 60% от физиологической нормы потребления. Нужно рассмотреть и определить причины технического характера, которые приводят к потере молока. Так одной из таких причин

является доения коров, в зависимости от морфологических признаков, которые имеют неправильную форму вымени [5]. Для доения этих коров нужно разработать устройства, позволяющие решить проблему доения таких коров.

Следовательно, наличие большого поголовья таких коров на ферме, а также недостаточное производство молока до норм физиологической потребности человека, требует разработки специализированных механизмов, которые конструкционно отличаются от серийных.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Результаты анализа конструкционных схем и технологических решений [6, 7, 8] существующих манипуляторов по выполнению технологического процесса условно можно разделить на три группы.

Первая группа это автоматы доения (пневмоцилиндр с тросом) закреплённого до коллектора использования которых обуславливается такими преимуществами, как простота конструкции и низкая их стоимость.

Принцип работы заключается в снятии и выводе ПЧДА из под вымени. В некоторых случаях на примере автомата доения фирмы Impulsa в конструкцию включены дополнительные устройства, выполняющие механическое додаивание. Недостатками этих конструкций является то, что манипулятор недостаточно отслеживает положение подвесной части доильного аппарата (ПЧДА), во время доения и перемещения животных в станке, особенно при увеличении угла наклона дна вымени. Также, при выводе аппарата из под вымени, возникает травмирующая ситуация для мастера машинного доения (ММД).

Вторая группа – это манипуляторы с жесткой связью шарнирно звеньевого типа [9]. Функционально они выполняют поддержку доильного аппарата, подвод в обслуживающую зону станка, способствуют равномерному распределению веса ПЧДА между сосками, имеют возможность выполнения механического додаивания, снятия и вывода из под вымени коровы. Недостатком является сложность доступа к вымени и дополнительная стоимость этого механизма.

Третья группа – комбинированная конструкция механизма манипулятора. Благодаря упрощённой конструкции позволяет эффективно использовать пространство на доильных установках.

К недостаткам относятся то, что механизмы находятся не в одном узле, что затрудняет работу ММД при надевании доильного аппарата. В процессе доения на вымени со средним (до 20°) и сильным (до 30°) наклоном вымени происходит не равномерное распределение веса ПЧДА, а также наблюдается запутывания троса за держатель манипулятора.

Так что для повышения эффективности машинного доения, манипулятор должен выполнять следующие основные функции: поддержание подвесной части доильного аппарата, создание условия для своевременного снятия доильных стаканов, выполнения автоматического механического додаивания со снятием его в конце доения. А также обеспечение равномерного распределения веса ПЧДА между сосками.

Добиться равномерного распределения веса в случае с закреплением манипулятора за верхнюю часть коллектора усложняется наличием гибкой связи (патрубков) между доильными стаканами и коллектором [10], а также не совпадение оси коллектора с центром дна вымени, поэтому возникает потребность в усовершенствовании существующей технологически-конструкционной модели манипулятора.

В результате проведенного анализа конструкционно-технологических схем манипуляторов за выполнением поставленных условий наиболее рациональный является манипулятор с шарнирно звеньевой конструкции.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является повышения эффективности технологического процессу машинного доения коров в зависимости от форм вымени, путём обоснования рациональных параметров усовершенствованного манипулятора доения с функцией позиционирования подвесной части доильного аппарата модульного типу.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для определения геометрических размеров звеньев манипулятора и их количества, нахо-

дим размеры зоны обслуживания (рис. 1: $l_{рзм}$ – длина рабочей зоны манипулятора, $b_{рзм}$ – ширина рабочей зоны манипулятора, $l_{ст}$ – ширина доильного станка, $l_{рм}$ – длина рабочей зоны работы оператора машинного доения, $l_{км}$ – расстояние от крепления манипулятора к раме до края доильного станка, φ_2 – угол поворота между звеньями манипулятора l_1 и l_2, $h_м$ – высота от пола доильного станка до звеньев манипулятора) вымени коров в доильных установках с индивидуальными и групповыми станками, учитывая размеры коровы и перемещения ее в станке [11, 12, 13]. Размеры зоны обслуживания, представлены в табл. 1.

Параметры рабочей зоны манипулятора с станками типа «Ёлочка» длина $l_{рзм}$ = 0,32 м, ширина $b_{рзм}$ = 0,38 м, площадь 0,122 м^2. Для станков типа «Тандем» $l_{рзм}$ = 0,52 м, $b_{рзм}$ = 0,33 м, площадь обслуживающей зоны манипулятора – 0,172 м^2. Следовательно, кинематическая схема манипулятора должна обеспечивать размещение доильного аппарата в любой точке заданной рабочей зоны, а также обеспечивать необходимую ориентацию доильных стаканов по направлению продольной оси сосков. Соответственно, одно движение манипулятора обеспечивает размещения доильного аппарата в зависимости от размещения сосков вымени коровы в горизонтальной плоскости. Следующее перемещение звеньев в вертикальной плоскости обеспечивает расположения доильных стаканов в зависимости от высоты размещения дна вымени.

Таблица 1. Показатели зоны обслуживания доильной установки
Table 1. Indicators of the service area of the milking plant

Название	Название установки	Значения		
		min	max	mid
$l_{оз}$ – длина обслуживающей зоны станка, м	«Тандем» «Ёлочка»	0,25 0,2	0,6 0,4	0,43 0,3
$h_{оз}$ – высота обслуживающей зоны станка, м	«Тандем» «Ялинка»	0,1	0,3	0,2
$b_{оз}$ – ширина обслуживающей зоны станка в передней части вымени, м	«Тандем» «Ёлочка»	0,2 0,2	0,39 0,44	0,3 0,32
$b_з$ – ширина обслуживающей зоны станка в задней части вымени, м	«Тандем» «Ёлочка»	0,18 0,18	0,37 0,42	0,28 0,3
$x_{сп}$ – расстояние от края станка до обслуживающей зоны станка, м	«Тандем» «Ёлочка»	0,15	0,55 0,4	0,35 0,28
$l_з$ – расстояние от задней части станка до обслуживающей зоны станка, м	«Тандем» «Ёлочка»	0,18	0,24	0,21
Перемещения коровы в станку, м	«Тандем» «Ёлочка»	0,05	0,25	0,15

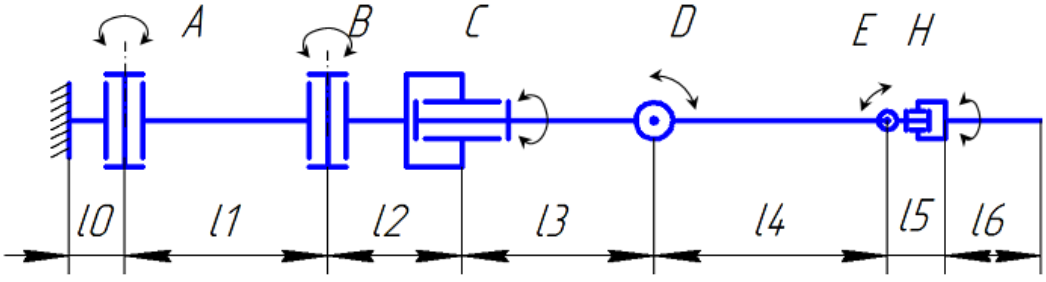


Рис. 2. Расчетная схема манипулятора:
l_0 … l_6 – условные обозначения звеньев манипулятора, A…H – условные обозначения кинематических пар образованными звеньями
Fig. 2. Calculation scheme of the manipulator

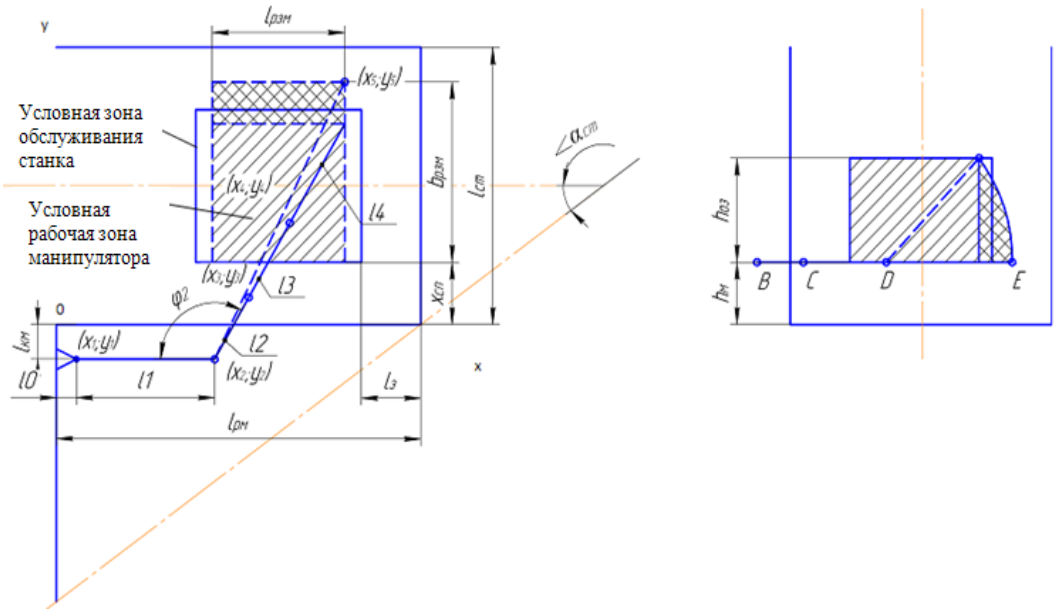


Рис. 1. Структурна схема робочої зони в доїльному станку
Fig. 1. Scheme volume work area in the milking still

Поэтому находим степень свободы [14, 15, 16] манипулятора доения с функцией позиционирования ПЧДА модульного типа, которая удовлетворяет нашим условиям и определяется по следующей зависимости (1):

$$W = 6n - 5p_1, \qquad (1)$$

где: n – число подвижных звеньев манипулятора, p_i – число подвижных кинематических пар i-го класса.

В соответствии с указанной структурной схемой манипулятора (рис. 2), количество однооборотных кинематических пар (шарнирных) пятого класса насчитывает шесть штук с учетом звеньев и кинематических пар, что крепят ПЧДА и без учета перемещения доильных стаканов в плоскости, параллельной дну вымени, степень свободы манипулятора составляет W = 6. Это позволяет манипулятору не только достигать любой точки обслуживающей зоны, а также позиционировать ПЧДА в зависимости от формы вымени и наклона его дна.

С целью обеспечения наименьшего усилия при позиционировании доильных стаканов по направлению продольной оси сосков. Особенностью конструктивного исполнения манипулятора доения с функцией позиционирования ПЧДА модульного типа, требуется определить координаты оптимальной месту ее крепления к конечной точке звена манипулятора (держателя) (рис. 3).

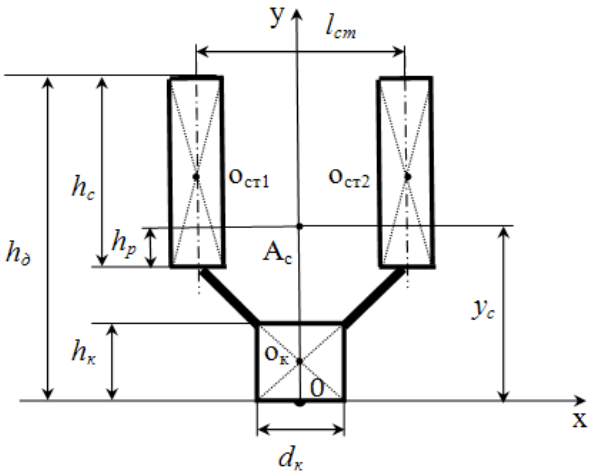


Рис. 3. Расчетная схема центра масс ПЧДА в вертикальной плоскости
Fig. 3. Calculation scheme center of mass of the milking apparatus in the vertical plane

Для определения координат центра крепления ПЧДА до манипулятора используем метод положение центра тяжести тел сложной фигуры.

В данном расчете, использованы размеры ПЧДА АДУ-1 [17], у которого: высота коллектора $h_к$ = 0,07м, ширина коллектора $d_к$ = 0,1м, общая высота доильного аппарата $h_{да}$ = 0,27м, высота доильного стакана $h_{ст}$ = 0,18м, диаметр доильного стакана $d_{ст}$ = 0,045м, расстояние между продольной осью передних и задних доильных стаканов $l_{ст}$ = 0,07 – 0,16м.

Рассматривая как двухмерную систему координат относительно размещения координатной оси (рис. 3) находим координаты центра тяжести ПЧДА [18,19]:

$$x_c = (\sum F_i x_i) / \sum F_i, \quad (2)$$

$$y_c = (\sum F_i y_i) / \sum F_i, \quad (3)$$

где: Fi – площадь каждой геометрической фигуры, соответственно F_1, F_2 – доильных стаканов, $F_к$ – коллектора, м^2, x_i, y_i, – координаты центра тяжести геометрической фигуры, м.

Согласно определению площади фигуры $F_1 = F_2 = 0{,}0081$м^2, $F_к = 0{,}007$м^2.

Геометрический центр тяжести переднего доильного стакана $x_1 = -0{,}08$ м, $y_1 = 0{,}28$ м.

Геометрический центр тяжести заднего доильного стакана $x_2 = 0{,}08$ м, $y_2 = 0{,}28$ м.

Геометрический центр тяжести коллектора $x_3 = 0$ м, $y_3 = 0{,}035$ м,

$x_c = 0$ м, $y_c = 0{,}206$ м.

Центр тяжести ПЧДА располагается за такими координатами A_c (0, 0,171). Согласно расчетам, размещаем доильные стаканы в рамке относительно их нижней части, на высоте $h_p = 0{,}02$ м.

Отсюда, максимальное отклонение точки 0 (ноль) центра тяжести в горизонтальной плоскости (рис. 4), от геометрического центра точки A_c, составляет $X_{ac} = 0{,}011$ м, а это максимальное значение равняется 12%, тогда, как среднее значение отклонения не превышает 6,3%.

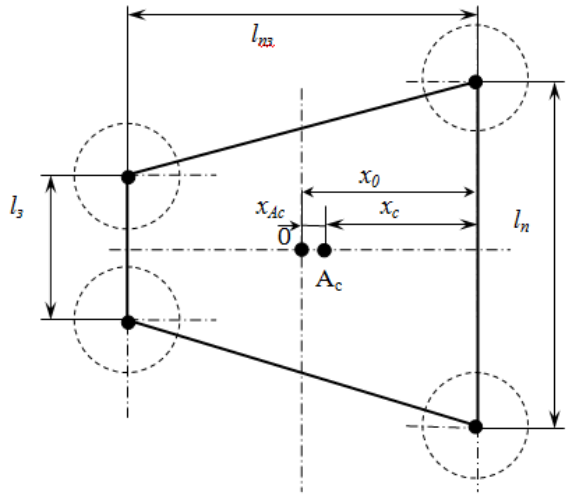


Рис. 4. Схема розрахунку центра мас ПЧДА у горизонтальній площині

Fig. 4. Calculation scheme center of mass of the milking apparatus in the horizontal plane

Однако при условии фиксации держателя манипулятора за рамку ПЧДА модульного типа и не значительного показателя отклонения X_{ac}, приходим к выводу, что геометрический центр может совпадать с центром тяжести фигуры. Соответственно это отклонение не создает существенного влияния на перераспределение веса ПЧДА между передними и задними сосками.

Следующим этапом для нахождения веса ПЧДА была разработана математическая модель взаимодействия доильного стакана и соска вымени, учитывая влияние коэффициента изменения размеров (длины и диаметра) соска, силы тяжести стакана, рабочего вакуумметричного давления и силы трения между соском и сосковой резиной [20,21].

Условие минимального проявления эффекта перемещения доильного стакана к основанию соска и перекрытия протоки между сосковой и цистерной полостью вымени описывает зависимость:

$$F_{нап} \le F_{Gn} = F_{Gз} < F_{уд}, \quad (4)$$

где: F_{Gn}, $F_{Gз}$ – соответственно сила веса ПЧДА, приходящейся на передние и задние соски, $F_{нап}$ – сила перемещения доильного стакана до основы соска, Н, $F_{уд}$ – сила удержания доильного стакана на соску.

Общий вид силы перемещения доильного стакана к основанию соска описывает зависимость:

$$F_{нап} = F_{пс} - F_G - F_{пр} - F_{тр}, \quad (5)$$

где: $F_{пс}$ – сила, что действует под соском, Н, F_G – сила тяжести доильного аппарата, которая приходится на доильный стакан, Н. $F_{пр}$ – сила удержания доильного стакана в присоску, Н, $F_{тр}$ – сила трения между соском и резиной доильного стакана, Н.

В раскрытом виде зависимость 3 принимает вид:

$$\begin{aligned} F_{нап} &= S_{ст} P_{пд} - mg - \\ &- (\pi(d_c k_d) h_{пр} P_{пр} \kappa_п + \\ &+ \pi(d_c k_d) b_{пр} f_{тер} P_{пр}) - \\ &- (d_c k_d)(l_c k_l)(P_м - P_ц)\cos\alpha, \end{aligned} \quad (6)$$

где: k_d – коэффициент изменения диаметра соска в течение доения,

k_l – коэффициент изменения длины соска в течение доения,

$S_{ст}$ – площадь поперечного сечения внутренней части доильного стакана, м^2,

$P_{пд}$ – вакуумметрическое давление под соском, Па,

$P_{пр}$ – вакуумметрическое давление в присосковом пространстве доильного стакана, Па,

P_a – атмосферное давление, Па,

$P_ц$ – вакуумметрическое давление внутри вымени, Па,

d_c – начальный диаметр соска вымени, м,

$h_{пр}$ – высота присоска доильного стакана, м,

$b_{пк}$ – толщина присоскового кольца контакта с соском, м,

$b_{пр}$ – диаметр протоки между цистерною вымени и соском, м,

N – сила давления сосковой резины на сосок вымени, Н,

F_x , F_y – горизонтальная и соответственно вертикальная составляющая сила давления сосковой резины на сосок вымени, Н,

$f_{тр}$ – сила трения между поверхностями соска и резины стакана, Н,

l_c – начальная длина соска вымени, м,

α – угол наклона стенки резины доильного стакана до вертикальной оси стакана,

m – масса доильного стакана, кг,

g – ускорение свободного падения, м/с^2.

Коэффициент изменения диаметра $k_д$ и длины k_l соска в течение доения определяется из эксперимента, а затем записывается эмпирическими выражениями (7), (8):

$$k_д = -0.0001d_c + 1.01, \quad (7)$$

$$k_l = 0.06l_c + 1.10. \quad (8)$$

Чаще всего падения ПЧДА происходит в такте сжатия. Силы, действующие в доильном стакане представлены ниже:

$$F_{уд} = F_{пс} - F_G + F_{пр} - F_{вым} - F_N + F_{тр}. \quad (9)$$

Раскрывая показатели уравнения, получим уравнение равновесия сил, действующих на сосок в такте сжатия:

$$\begin{aligned} F_{уд} = {} & \frac{\pi d^2}{4} P_{пд}/3 - \frac{\sum т_{ст} + т_{кол} + т_м + т_т \sin\varphi}{4} g + \\ & + (\pi(d_c k_d) h_{пр} P_{вп} к_п + \pi(d_c k_d) b_{пр} f_{тр} P_{вп}) - \\ & - 0{,}65 \frac{\pi d^2}{4} \sin\alpha P_м - \\ & - \pi(d_c k_d)(l_c k_l) P_м \sin\alpha + \\ & + \pi f_{тр}(d_c k_d)(l_c k_l) P_м \cos\alpha, \end{aligned} \quad (10)$$

где: $\sum m_{ст}$ – масса гильзы доильного стакана с сосковой резиной и патрубками в сборе, кг,

$m_{кол}$ – масса коллектора, кг,

$m_м$ – масса молочного и вакуумного шлангов, что подсоединены к коллектору, кг,

$m_т$ – масса звена манипулятора (держателя) присоединённого к ПЧДА, кг,

$P_м$ – среднее контактное давление сосковой резины на сосок, который приравнивается до давления в межстенном пространстве, Па,

φ_4 – угол наклона звена манипулятора относительно горизонтали, град.

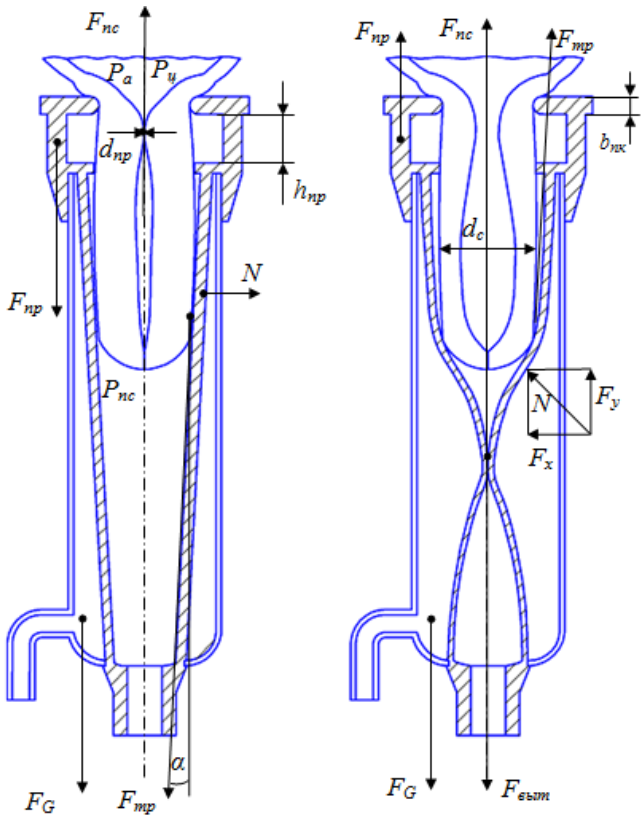


Рис. 5. Система сил взаимодействия доильного стакана с соском вымени

Fig. 5. System forces of interaction the teat cup with the teat udder

Решая уравнение (10) относительно массы доильного стакана, находим минимальный и максимальный вес доильного стакана, которая содержится на соске в такте сосания:

$$\begin{aligned} т = {} & \frac{1}{g}(0{,}35 \frac{\pi d^2}{4} P_{пд} + (\pi(d_c k_d) h_{пр} P_{вп} к_п + \\ & + \pi(d_c k_d) b_{пр} f_{тр} P_{вп}) - \\ & - 0{,}65 \frac{\pi d^2}{4} \sin\alpha (P_м - P_ц) - \\ & - \pi(d_c k_d)(l_c k_l)(P_м - P_ц)\sin\alpha + \\ & + \pi f_{тр}(d_c k_d)(l_c k_l)(P_м - P_ц)\cos\alpha). \end{aligned} \quad (11)$$

Подставляя значения в выражение (11), можем определить массу доильного стакана, надежно удерживается на сосках вымени в такте сжатия. Вес ПЧДА серийного производства составляет 2,6-3,4 кг, а следовательно вес нашего доильного аппарата закрепленного на манипуляторе должно быть в этих пределах.

В расчетах не были учтены преломления сосков, что приводит к попаданию атмосферного давления в доильные стаканы, в результате чего нарушается режим работы доильного аппарата.

ВЫВОДЫ

Определена обслуживающая и рабочая зона манипулятора, обоснована кинематическая схема манипулятора со степенью свободы равной 6. Из теоретической модели взаимодействия доильного стакана с соском вымени, определён вес доильного аппарата который позволяет в такте сжатия не спадать с сосков, что составляет от 2,6 до 3,4 кг.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Kartashov L.P. 2012. Organizacyya, technika i technologiya mashinnogo doyeniya corov: uchebnoye posobiye po mashinnomu doyeniyu corov/L.P Kartashov, U.A. Coy, Z.B. Makarovska., O.L. Kartashova. – Orenburg: Izdatelskiy tsenter OGAU, – 256.

2. Baranovskiy M.V. 2006. K voprosu razrabotki sistemy doyeniya s avtomatycheskim dodaivaniyem korov na doilnyh ploshchadkah/ Baranovskiy M.V., Pun'ko A.I., Sorokin E.P. // XIII mezhdunarodnyy simpozium po voprosam mashynnogo doyeniya korov. Novyye napravleniya razvitiya tekhnologii i tekhnologicheskikh sredstv v molochnom zhivotnovodstve. – Gomel:. – 186–190.

3. Uzhyk O.V. 2014. Razrabotka i teoreticheskoye obosnovaniye tehnologiy i tehnicheskikh sredstv dlia molochnogo skotovodstva. // dis. dokt. tehn. nauk / O.V. Uzhyk. – Belgorod:. – 388.

4. Rublyuov V. 2013. Structurization of milk transportation line from udder teats to storage tank. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. / V Rublyuov, Y Devyatko.// Motrol. Vol. 15. No 3. – 220–227.

5. Izotova A.A. 2011. Vliyaniye morfofunktsyonalnykh svoystv vymieni korov na molochnuyu produktivnost / A.A Izotova, O.V. Horelyk // Ahrarnyy vesnik Urala. № 5 (84). – 42–44.

6. Servisnyye ruki-robota dlia chego oni nuzhni? 2007. Sovremennaya selkhoztekhnika i oborudovaniya. № 1. – 96–101.

7. Instruktsiya po montazhu, pusku, pegulirovaniyu i obkatkie. 2010. UDE 00.000IM. VAT „Bratslav" – 60.

8. Arkhiptsev A.V. 2010. Obosnovaniye parametrov masazhno-dodaivayushchego ustroystva dlia manipuliatorov doyeniya korov // dis. kand. tehn. nauk / A.V. Arkhiptsev– Moskva:. – 168.

9. Prospekt firmy IMPULSA. 2011. – 16.

10. Soldatov V.G. 2012. Razrabotka kompleksa dlia ispytaniy manipuliatorov doyeniya // dis. kand. tehn. nauk / V.G. Soldatov. – Оренбург. – 134.

11. Elli A.Y. 2008. Klasifikacyya i sravnitelnaya otsenka doilnyh ustanovok. Vesnik Ulyanovskogo gosudarstvennogo sel'skoho-ziaystvennoy akademii. Nauchno-tekhnicheskiy zhurnal / A.Y. Elli № 1(6) – 41 – 45.

12. Zvit pro naukovo-doslidnu robotu. 2010. "Mekhanizaciya ta elektrofikaciya APK" proekt 40.03-01 «Viznachennia tekhnologichnikh skhem i parametriv, vimog do robotizovanogo doil'nogo stanka, obladnannia upravlinia pidgotovchimy operaciyamy, ustanovkamy doilnikh stakaniv na diyky vymeni korov, privyazka do sistemy utrimannia tvaryn na fermi» – Harkiv, – 39–52.

13. James White. 2006. Design of a robotic manipulator for automatic application of milking cups/ J White. – Dublin:. – 242.

14. Borisenko L.A. 2011. Tieoriya mekhanizmov, mashyn i manipuliatorov : ucheb. posobiye / L.A Borisenko. – Minsk : Novoye izdaniye , M :. INFRA-M. – 285.

15. Poliahov N.N. 2012. Tieorieticheskaya miekhanika / N.N. Poliahov, S.A. Ziegzhda, M.P. Yushkov. – M.: – 593 c

16. Korenskiy V.F. 2008. Teoria mehanizmov, mashin i manipuliatorov: uchebnykh. – metod.

kompleks. K66 V 2 ch. CH.1. Organizatsionnyye osnovy korsovogo proektirovaniya tehnologicheskikh mashyn/ V.F Korenskiy. – Novopolotsk:. PGU, – 300.
17. Vedishev S.M. 2013. Mekhanizatsiya doyeniya korov/ S.M. Vedishev. – Tambov:. – 159.
18. Bulgakov V.M., 2006. Inzhinernaya mehanika. (Chast1. Teoreticheskaya mekhanika)/ V.M. Bulgakov, O.I. Litvinov., D.G. Voytuk. Za redaktsiyey. Uchebnik. – Vinnitsa: Novaya kniga, **–** 504.
19. Yermolin V.S. 2013. Tieorieticheskaya mekhanika. Chast I. Kiniematika. Uchebnoye posobiye / V.S. Yermolin, V.S. Koroliev, E.Yu. Potockaya. – Sankt–Peterburg :. – 225.
20. Kartashov L.P 2007. Metody raschoda biologicheskih i tekhnologicheskikh parametrov sistemy «chelovek–mashina**–**zhivotnoye»: uchebnoye posobiye / L.P Kartashov. – Orenburg: Izdatelskiy OGAU. **–** 157.
21. Ulyanov V.M. 2008. Sovershenstvovaniye tiekhnolohii mashinnogo doyeniya korov putyem razrabotky stimuliruyushchie-adaptirovanykh lokalnykh apparatov I manipuliatorov // dis. doc. tehn. nauk / V.M. Ulyanov. – Riazan. **–** 479.

JUSTIFICATION QUESTION OF STRUCTURAL PARAMETERS OF MANIPULATOR POSITIONING WITH FUNCTION MILKINGHANGING PARTS OF THE MILKING APARATA OF MODULAR TYPE

Summary. In this paper the design parameters of the theoretically substantiated milking manipulator with positioning function outboard parts of the milking machine of modular type, depending on the service area in milking machines. Determined to maintain and work area of the manipulator, the manipulator kinematics substantiated with degrees of freedom equal to 6. From the theoretical model of the interaction of the teat cup to the teat, determined the weight of the milking machine which allows the compression stroke does not fall from the nipple that is from 2.6 to 3.4 kg. So, in addition to reducing the number of cows, the main reason for a lack of the amount of milk the population in Ukraine, production which is 60% of the physiological norm consumption. It is necessary to review and identify the causes of a technical nature, which lead to the loss of milk. So one of those reasons is the milking of cows, according to the morphological features, which have an irregular shape of the udder. For milking these cows need to develop devices to solve the problem of these milking cows.
Key words: manipulator, hanging part milking machine module type, positioning, milking cup, work area.

НЕРАЗРУШАЮЩИЕ ИСПЫТАНИЯ ДЕТАЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН КАК ОСНОВА ОБЕСПЕЧЕНИЯ ИХ ВЫСОКОГО КАЧЕСТВА

Сергей Карабиньош

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Sergey Karabiniosh

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Приведены основы проведения голографических исследований технического состояния сельскохозяйственных машин. Изложены теоретические предпосылки получения голографических образов деталей машин. Современные лазеры обеспечивают запись голограмм в условиях, отличных от лабораторных, а голографические неразрушающие испытания являются эффективным способом контроля сельскохозяйственных машин в производственных и эксплуатационных условиях. Возможно качественное управление системой в реальном масштабе времени и контроль детали позволяет провести диагностическое испытание без нарушения работоспособности объекта, связанное с его разборкой. нарушения работоспособности объекта, связанное с его разборкой. Таким образом установлено практическую возможность реализации как двоимпульснои голографии – спекл–интерферометрия (двоимпульсний режим работы лазера), так и голографии при постоянном облучении изделия. Теоретически определено, а затем практически реализовано способы погрузки деталей и узлов.

Ключевые слова: детали, теория голографирования, голограмма, спекл интерферометрия, нагружение.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Современные лазеры обеспечивают запись голограмм в условиях, отличных от лабораторных, а голографические неразрушающие испытания являются эффективным способом контроля сельскохозяйственных машин в производственных и эксплуатационных условиях. Возможно качественное управление системой в реальном масштабе времени и контроль детали позволяет провести диагностическое испытание без нарушения работоспособности объекта, связанное с его разборкой. нарушения работоспособности объекта, связанное с его разборкой.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

При рассмотрении задач неразрушающего контроля как информационного процесса и абстрагировании от используемых физических методов контроля и дефектации деталей сельскохозяйственной техники, следует учитывать, что все процессы имеют вероятностную природу.

Из теории в надежности машин известно, что основной предпосылкой потери работоспособности деталей и машин в целом является потеря прочности их поверхностных слоев [1, 3, 8, 12]. В большинстве случаев, разрушение деталей начинается из этих слоев, а прочность и стойкость к изнашивания и повреждениям отмечается их качеством. Наличие в этом (поверхностный) слое материала, который несет основные контактные нагрузки, дефектов, повреждений уменьшает прочность, стойкость к изнашивания и усталости, приводит к появлению отказов, а также в целом уменьшает эксплуатационную надежность машин [4, 6, 8, 12].

Проблемам неразрушающего контроля, технической диагностики значительную внимания в своих работах уделяют ученые: А.Н. Гуль, Л.М. Лобанов, В.А. Троицкий, В.А. Пивторак, Ю.К. Бондаренко, А.А. Рас-

сказов, С.П. Тимошенко, М.Н. Беляев, Д.А. Драйгор, И.П. Билокур, В.В. Клюев и др.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является установление теоретических предпосылок неразрушающего контроля деталей голографированием.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Методы голографирования с применением двойного импульса лазера позволяют проверять два разных состояния поверхности детали – до и после нагрузки. На поверхности голограммы, в трехмерном изображении, наблюдали как деталь, так и интерференционные полосы на ней, что важно при диагностике сельскохозяйственных машин. Аномалии в картине интерференционных полос могут отражать характер дефекта или структуру поверхности детали.

При неразрушающих исследованиях с использованием лазера непрерывного излучения для поиска аномалий интерференционных полос в восстановленных и полученных методом усреднения по времени голограммах является эффективным применение механического, термического и, в меньшей степени, звукового возбуждения в нагрузку. Этот метод применяют при голографии с синхронизацией лазера и нагрузки между двумя состояниями детали, которую изучают. Голографическую интерференцию с импульсными лазерами, как было установлено, целесообразно применять при исследованиях материалов на усталость, прочность, быстротекущих процессов в условиях близких к разрушению поверхностных слоев и наступления предельного состояния. Для получения интерференционных полос на поверхности детали или узла, используют излучение лазера с двумя волнами различной длины. Работа импульсного лазера с одновременной генерацией двух волн различной длины проведена с разделением контуров. Этот метод базируется на таком выборе расстояния до эталона (резонансного отражателя), при которой два отраженных пучка находятся в пределах ширины линии флуоресценции оптически накачанного рубина. Интервал между линиями резких уровней поверхности определяют как [8]:

$$I = \lambda_1 \cdot \lambda_2 (2 \cdot \Delta\lambda \cdot \cos\frac{Q}{2}), \qquad (1)$$

где: λ_1, λ_2 – длины волн излучения лазера, мкм, $\Delta\lambda$ – разность длин волн, мкм, Q – угол между направлением созерцания и направлением освещения, рад.

Распределение нагрузок позволяет изучать не только отдельные зоны на детали, а также сопряженные поверхности. Обработка поверхностей не влияет на качество проведения контрольных операций, даже в производственных условиях.

Современные методы интерферометрии применяется только для измерения небольших изменений хода лучей при исследовании оптически полированных и зеркально отражающих плоских поверхностей и являются, не могут быть применены для контроля и дефектации деталей сельскохозяйственных машин. Голография же позволяет проводить измерения трехмерных диффузионно отражающих неплоских поверхностей [12, 16]. Полосы появляются на изображении (светлые и темные), представляют собой контуры равного перемещения части поверхности объекта вдоль оси наблюдения, а каждая следующая полоса отражает смещение, равное примерно половине длины волны источника когерентного излучения, используемого при восстановлении голограммы. Различают следующие основные варианты метода голографической интерферометрии [7, 16, 20]:

1) статическая спекл – интерферометрия. Запись проводят на одну и ту же фотопластинку до и после приложения статической нагрузки,

2) динамическая интерферометрия с усреднением по времени. Метод базируется на удлиненной экспозиции объекта, который находится под действием циклического или вибраций, во время которого проходит интерференция между совокупностью отдельных изображений. Наиболее четко проявляются полосы, записанные при скорости изменения состояния объекта, близкого к нулю – в крайних амплитудных положениях,

3) голографическая интерферометрия в реальном масштабе. По этому методу проводят запись голограммы недвижимого объекта, его полностью обрабатывают и возвращают точно на то же место в голографиче-

ской установке. Затем объект, который исследуют наблюдают за голограмму. Любое смещение объекта приводит к выявлению интерференционных полос в реальном масштабе времени,

4) компьютерная голография – современный ее проявление, когда применяют программное обеспечение для создания условий записи голограмм в цифровом виде при математической обработке полученных результатов.

Голограмма, показывает картину смещение объекта в промежутке между двумя экспозициями – двоэкспозиционная голография [5]. Проведенные автором исследования позволили впервые установить условия определения состояний поверхностей деталей и узлов сельскохозяйственных машин близких к предельным или таких, которые соответствуют им. Особенно сложным является исследование поверхностных слоев деталей сельскохозяйственных машин, которые были в эксплуатации. Как известно из практического опыта и анализа литературных источников [7, 11, 19], условия, в которых работают сельскохозяйственные машины являются очень сложными и непредсказуемыми. На них действуют внутренние нагрузки, остаточные напряжения, реактивные моменты, силы инерции, внешние силы от неравномерности грунтового покрытия при транспортировке, перемещении при выполнении полевых работ, агрессивные факторы внешней среды и многие другие. Известно, что детали сельскохозяйственных машин эксплуатируют практически в очень тяжелых условиях, сопровождающихся асимметричным многоцикловых нагрузкой. Все это приводит к возникновению специфических повреждений, которые присущи только деталям сельскохозяйственной техники или дефектов, которые выявить современными методами практически невозможно. В теории надежности различают: дефект и повреждения [9, 10], разделяя их условно и утверждая, что отказы машин, которые наступают в результате производственного брака, или промахов в конструировании возникают как результат наличия дефектов производства, а повреждения – как результат эксплуатации.Вследствие того, что оба волновые фронты, один из которых несет световую информацию с поверхности отражения, а другой является опорным, суммируются в плоскости эмульсии, то распределение интенсивности записи на голограмме определится по выражению:

$$I = \left|U_{0_1}\right|^2 + \left|U_{0_2}\right|^2 + \left|U_r\right|^2 + U_r^* \cdot \left|U_{0_1} + U_{0_2}\right| + U_r \cdot \left(U_{0_1}^* + U_{0_2}^*\right), \quad (2)$$

где: *звездочка указывает на комплексно–сопряженную функцию, U_r – опорная волна, м. U_0 – предметная волна, м.

Восстановленный волновой фронт, при этом будет пропорционален волновому фронту изображения:

$$U_i = \left(U_{01} + U_{02}\right). \quad (3)$$

Восстановленное изображение описывается векторной суммой соответствующих полей объекта (U_{01} и U_{02}). Перемещения, рассматривается голографической интерферометрии, малы по сравнению с пространственной протяженностью объекта, то отдельные поля объекта запишутся:

$$\begin{aligned} U_{0_1} &= A_0 \cdot \exp i \cdot k \cdot \varphi_1, \\ U_{02} &= A_0 \cdot \exp i \cdot k \cdot \varphi_2. \end{aligned} \quad (4)$$

Тогда распределение интенсивности (индекс обозначает волновой эффект объекта в случае двух экспозиций), то восстановленное изображение запишется [8, 14, 20]:

$$I_{i_d} = \left|U_r\right|^2 \cdot \alpha \cdot 2 \cdot \left|A_0\right|^2 \times \left\{1 + \cos\left[k \cdot \left(\varphi_{0_2} - \varphi_{0_1}\right)\right]\right\}, \quad (5)$$

где: $k = 2\pi / \lambda$, $\varphi_{0_2} - \varphi_{0_1}$ – дополнительная длина пути лучей, которая появляется в результате смещения объекта, м.

Распределение интенсивности восстановленного изображения является функцией интенсивности освещенности объекта, промоделирован по закону косинуса, вследствие изменения фазы при смещении объекта. Смещение z_1 происходит в направлении нормали к поверхности. Если угол между падающим пучком и нормалью поверхности объекта при сгиба равен α, а угол наблюдения при восстановлении β то интенсивность [8, 12, 19]:

$$\begin{aligned} I_{i_d} &\propto 2 \cdot \left|A_0\right|^2 + \left\{1 + \cos\left[k \cdot z_1 \cdot \cos\alpha + \cos\beta\right]\right\}, \\ I_{i_d} &\propto 4 \cdot \left|A_0\right|^2 \cdot \cos^2 \frac{1}{2}\left[k \cdot z_1 \left(\cos\alpha + \cos\beta\right)\right]. \end{aligned} \quad (6)$$

Интенсивность меняется, как квадрат косинуса в зависимости от расстояния между

двумя интерференционными полосами, непосредственно связанными с смещение z_1 объекта [8, 19, 20].

Голографическая интерферометрия позволяет найти и измерить незначительные изменения формы поверхности путем сравнения каждой точки на поверхности детали с ее измененным состоянием. Чрезвычайная чувствительность метода к поверхностным деформаций позволяет изучить характеристики отдельных частей объекта, наблюдая перемещения его поверхностей под действием малых нагрузок [6, 19, 20]. Этот метод включает в себя большие потенциальные возможности для решения различных задач неразрушающего контроля в выявлении различных дефектов [9, 10].

Для реализации этого метода применяют разные по физической сути нагрузки:

1) механические нагрузки,
2) термические нагрузки,
3) нагрузка давлением, или разрежением,
4) акустическое возбуждение.

Сочетание голографии, как было установлено автором, с методом звукового возбуждения (подтверждено патентом) на небольших частотах позволяет регистрировать физические свойства относительно больших поверхностей при их деформации плоской акустической волной. При контроле с помощью термической нагрузки фиксируют поверхностные деформации, вызванные разницей в тепловом расширении элементов объекта. Нагрузка давлением или разрежением дает эффективные результаты для дефектации полых элементов конструкций. В детали прикладывают механическую нагрузку адекватное эксплуатационном, что важно при контроле деталей сельскохозяйственных машин, которые были в эксплуатации.

Для усовершенствования способа управления полосами необходимо изменить кривизну предметного пучка изменяется оптическим путем с помощью линз. Разместив линзу на пути предметного пучка и обеспечив ее перемещения вдоль оптической оси, получим возможность компенсировать общее движение объекта по линии наблюдения от голограммы к поверхности объекта. Способ обеспечения чувствительности голографической интерферометрии заключается в установлении соответствующего изменения фазы в опорном (или в предметном) пучке в промежутке между двумя экспозициями. Это позволяет записывать малые перемещения поверхности объекта, соизмеримых с судьбами длины волны излучения, как функцию интенсивности полос и увеличить чувствительность измерения на один порядок [16, 17].

При применении метода двух экспозиций, изменение фазы определяется математически, как 1/4 длины волны излучения, составляет 90 °. Введение такого изменения между экспозициями переместит нормальную функцию косинуса, от которой зависит интенсивность интерференционных полос на 1/4 периода [18]. Наибольшее значение косинуса (точка с максимальной изменением яркости полос сместится в точку нулевого положения объекта), тогда при малом смещении от нулевого положения будет наблюдаться максимальная яркость полос. Синусоидально изменяя фазовую модуляцию опорного пучка осуществляют с помощью вибрирующего зеркала. Амплитуду модуляции теоретически определяют приравнивая нулю вторую производную квадрата функций Бесселя нулевого порядка. Оптимальная фазовая модуляция достигается при 62°. Амплитуда колебаний зеркала $A = 1{,}082 \cdot \lambda / 2 \cdot \pi$ [8, 16], где λ длина волны лазера.

Способ снижения большой чувствительности используют в голографической интерферометрии для исследования больших перемещений объекта и заключается в использовании муаровых методов. Записывают две серии обычных голографических интерференционных полос, которые затем сравнивают с помощью муарового метода. Голографическую муаровую картину получают путем четырех экспозиций на одну пленку. Первые две экспозиции и две последние проводят при постоянном смещении объекта. При этом, в промежутке между второй и третьей экспозициями перемещения объекта превышает то, которое можно зарегистрировать обычной голографической интерферометрии. Полученные с помощью муарового метода две серии интерференционных полос интерферирующих в некогерентном свете. В результате этого, получают интерференционную картину от крупных смещений поверхности детали. Относительную фазу между пучками на интерферограме вибраций

можно определить, регулируя амплитуду, что особенно важно при дефектации и неразрушающему контролю деталей сельскохозяйственных машин.

В теоретическом плане, разработаны основы практического применения голографических методов для определения технического состояния деталей, диагностирования с прогнозированием остаточного ресурса. Установлено, что практически все поверхности деталей сельскохозяйственных машин удовлетворяют требованиям приведенным в голографування.

Под условиями голографування понимают: посторонние вибрации, освещения, качество и чистоту поверхности, другие факторы внешней среды : колебание плотности, влажности воздуха атмосферы, а также наличие объектов, которые рассеивают свет [13, 14, 19]. Случайные изменения волновых фронтов снижают качество голограммы. В голографии нужны две экспозиции, которые должны быть выполнены в идентичных условиях, но при разной деформации, которая была вызвана нагрузкой. Между двумя экспозициями при голографуванні нельзя допустить изменений относительных положений оптических элементов голографической установки, так как это может сформировать паразитные интерференционные полосы [19, 20]. В интервале между импульсами длиной несколько секунд или больше необходимая изоляция стола от вибраций для сохранения относительных положений элементов установки. Для снижения требований к виброизоляции нужно, чтобы лазер генерировал два импульса при одной накачке [15]. Этого достигают такой работой клеточки Паккельса в режиме парных импульсов, при которой обеспечивается интервал между импульсами в несколько микросекунд. Если фотографическая плотность голограммы в следствие некогерентного или постороннего света становится доминирующим фактором, то видимость интерференционных полос уменьшится и соответственно ухудшится качество изображения. Для устранения некорректного освещения используют два подхода: уменьшают соотношение расстояний опорного и предметного пучков, уменьшают время экспозиций путем использования фильтров и затворов.

Поддержание соотношения интенсивностей пучков (опорного к предметному) в диапазоне от 3:1 к 2:1 дает доброе качество изображения, что важно при проведении исследований на открытых площадках, особенно проведение контрольных работ в условиях эксплуатации машинно-тракторного парка. Позитивные результаты дало применение удвоенных фильтров [8, 11, 15, 18], что значительно расширяет номенклатуру сельскохозяйственных машин и их элементов. Одним из важных звеньев исследований есть характер распределения величин микродеформирования в зависимости от вида, величины, направления приложения нагрузки. Как было указано выше, только бесконтактные методы контроля (голография является одним из них) дают возможность определить состояние детали, позволяют обнаружить характер распределения величин микродеформирования на поверхности изделия в трехмерном его проявлении. Распределение полос интерференции воссоздает картину прохождения процесса деформирования в пространстве и дает возможность оценить деформированное состояние поверхности в дорогой ее точке независимо от местонахождения. Наличие кристаллической структуры вызывает более сложный процесс разрушения. Разработанные в данной работе теоретические основы, которые одновременно являются реализацией ремонтного метода обеспечения надежности, построено на учете вероятности природы появления и распределения повреждений (дефектов) в поверхностных слоях рабочих поверхностей деталей, возможного взаимосвязи их с напряженно-деформационным состоянием как конкретной поверхности так и всей детали в целом.

ВЫВОДЫ

Таким образом установлено практическую возможность реализации как двоимпульсной голографии – спекл–интерферометрия (двоимпульсный режим работы лазера), так и голографии при постоянном облучении изделия. Теоретически определено, а затем практически реализовано способы погрузки деталей и узлов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Barnet R.L. 1977. Razrushenie: Rukovodstvo. V 7 т./ Per. s angl., R.L. Barnet i dr. – M.: Mashinostroenie. – 400.

2. Nadiyznostm I dolgovechnostm mashin s o,orudovaniy 1972. / Pod. Red. A.S. Pronikova. – M.: Standart. – 406.
3. Nerazrushuschiy kontrol I diagnostika. Spavochnik 2005. / Pod. red. V.V. Klueva // – M.: Mashinostroenie. – 656.
4. Belokur I.P. 1990. Defektologiy i nerazrushaucshiy kontrol / I.P. Belokur. – K.: Vicsha shkola, 1990. – 204.
5. Grankin S.G. i dr. 1998. Nadiynist silskogospodarskoi texniki / S.G. Grankin i dr. //– K.: Urozay. –156.
6. Nerazrushaucshiy kontrol 1991. Pod. red. V.V, Suxorukova – M.: Vishay shkola. – 283.
7. Bexter X. i dr. 1992. Sovremennie sistemi registrasii informasii / X. Bexter. i dr.// – Sankt–Peterburgr: Sintes. – 328.
8. Erf K. 1979. Holograficheskie nerazrushucshie issledovaniy / Trudged. s eng. K.Erf – M.: Mashinostroenie. – 446.
9. Boyko A.I. i dr. 2003. Komputernay holografiy kak metod obespecheniy nadeznosti s.t./ A.I. Boyko i dr. // Motrol. – Vol. 13. – 28–33.
10. Vennykov V.A. 2001. Osnovi teoryy podobyya y modelyrovanyya. – M.: Nauka. – 24.
11. Vorobyov S.P. 2004. Nekotorie priymi zapisi izobrazitelnix yologram impulsnim lazerom / S.P. Vorobyov/ Materiali mezd. Foruma „Holografiy Ekspo–2004". – M.– 49–53.
12. Gnedenko B.V. 2005. Kurs teorii veroytnodtey /B.V Gnedenko. – M.: Editorial. – 448.
13. Guz A.N. 1983. Mexanika xrupkogo razrusheniy materialov s nachalnivi naghyzeniymi / A.N. Guz. – K.: Naukova dumka. – 296.
14. Ermolov I.P., Ostanin U.Y. 1988. Metodi i sredstva nerazrushuschego kontroly / Ermolov I.P., Ostanin U.Y. – M.: Mashinostroenie. – 218.
15. Karabinesh S.S. 2013. Napruzeniy na poverxniyx detaley ta ix zvjzok z mikrodefor muvaniymi / S.S Karabinesh // – Poltava: „Inter–Grafika, T.5. – 60–62
16. Obrazcov V.S., Sitnik D.I. 1977. Optycheskay holografiy i ee primenenie / V.S.Obrazcov, D.I. Sitnik – L.: Nauka. – 210.
17. Karabinesh S.S. 2014. Features application on for holography nond–estructive testing / S.S. Karabinesh // Sword, Том 8. – 46–50.
18. Boone P, Vanspeybroeck Ph., Karabinesh S.S. 1993. Brittle crack propagation in plastics pipes analyzed by holographic interferometry. – Brussels, Nondestructive testing and image processing. – Session 5. – 325–334.
19. Karabinesh S.S. 2001. Non–distractive control glue–weed joining by computer holography// 111 International Research And Technical Conference / S. Karabinesh // MOTOROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. Vol. 4. – 144–147.
20. Karabinesh S.S. 2012. Structurally–technological methods providing of reliability of agricultural technique by computer holography. / S.S. Karabinesh // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – T.14. – №3.– 112–119.

NON–DISTRACTIVE TESTS OF PARTS OF AGRICULTURAL MACHINES AS BASIS OF PROVIDING OF THEIR HIGH QUALITY

Summary. Bases over of realization of holographic researches of the technical state of agricultural machines are brought. Theoretical pre–conditions of receipt of holographic characters of details of machines are expounded. Bases of carrying out holographic researches of technical condition of farm vehicles are given. Theoretical prerequisites of receiving holographic images of details of cars are stated. Modern lasers provide record of holograms in conditions, excellent from laboratory, and holographic nondestructive tests are an effective way of control of farm vehicles in working and operational conditions. Perhaps high-quality management of system in real time and control of a detail allows to carry out the diagnostic test without violation of operability of object connected with its dismantling. Violations of operability of object, connected with its dismantling. Thus it is established practical possibility of realization as twoimpuls holography – a spekl-interferometry (a twoimpul operating mode of the laser), and holography at continuous radiation of a product. It is theoretically defined, and then it is almost realized ways of loading of details and knots.
Key words: details, theory of holographing, hologram, speckle interphometring, ladening.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ БИОДИЗЕЛЯ ПУТЕМ РАСПЫЛЕНИЯ ВОДНОГО РАСТВОРА ЛИМОННОЙ КИСЛОТЫ

Алексей Полищук, Наталья Козак, Виктор Полищук

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Aleksey Polischuk, Natalia Kozak, Victor Polischuk

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Описана экспериментальная установка, методика определения и наведены результаты исследования эффективности нейтрализации дизельного биотоплива при распылении водного раствора лимонной кислоты над слоем метилового эфира. Определена низкая эффективность применение распыления водного раствора лимонной кислоты над слоем биодизеля для его нейтрализации. Применение распыления водного раствора лимонной кислоты над слоем биодизеля для его нейтрализации не является эффективным, поскольку его щелочность на всем диапазоне исследуемых давлений и температур не опускается ниже 5 мг/кг в соответствии со стандартом DIN 51606.

Ключевые слова: биодизель, метиловый эфир, катализатор, щелочность, нейтрализация, распылитель, лимонная кислота.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

При производстве дизельного биотоплива (метилового эфира) по традиционной технологии для ускорения реакции метанолиза обязательно применяется катализатор [1, 2] (главным образом, щелочной гомогенный), который, однако, сам не вступает в реакцию метанолиза, а только ее ускоряет. Поэтому в изготовленном дизельном биотопливе он остается полностью, вызывая коррозию двигателя. Продукты коррозии, попадая в зазор между цилиндром и поршнем, вызывают их абразивный износ. В случае попадании продуктов коррозии в топливную систему они могут забивать топливные фильтры, или вовсе блокировать работу топливной аппаратуры вследствие невозможности распыления топлива через форсунки [3]. Поэтому дизельное биотопливо обязательно должно быть подвергнуто очистке [4, 5, 6].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В работах [7, 8, 9] описаны способы очистки дизельного биотоплива от солей катализатора, для получения которых метиловый эфир при традиционной технологии его производства подвергается нейтрализации органическими кислотами [10]. В работах [11, 12] установлены оптимальные объемы 1% водного раствора лимонной кислоты для нейтрализации дизельного биотоплива до щелочности ниже 5 мг/кг в соответствии с DIN 51606 [13], которые при pH биодизеля 9,45 составляют 4,5–6 мл на 100 мл метилового эфира, при pH = 8,32 – 4–5 мл на 100 мл метилового эфира. Методика определения щелочности биодизеля приведена в [14, 15].

Нейтрализацию дизельного биотоплива раствором лимонной кислоты можно проводить несколькими способами: добавлением водного раствора лимонной кислоты в метиловый эфир с последующим их перемешиванием, распылением водного раствора лимонной кислоты над слоем метилового эфира [7], а также комбинацией этих способов.

В работах [16, 17] проводились исследования влияния частоты вращения вала мешалки на щелочность дизельного биотоплива при его нейтрализации добавлением водного раствора лимонной кислоты в метиловый эфир с последующим их перемешиванием. Установлено, что при температуре нейтрализации 40°C, оптимальной частотой вращения вала мешалки, при которой ще-

лочность нейтрализованного дизельного биотоплива соответствует стандарту DIN 51606, составляет 350 об/мин.

Теоретические основы движения капель жидкости в толще биодизеля рассматривались в [18, 19], однако эффективность нейтрализации дизельного биотоплива при распылении водного раствора лимонной кислоты над слоем метилового эфира не определялась.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью наших исследований является установление эффективности нейтрализации дизельного биотоплива при распылении водного раствора лимонной кислоты над слоем метилового эфира.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Метиловый эфир для исследования производился с масла рыжика по методике, приведенной в [16]. Эффективность нейтрализации дизельного биотоплива при распылении водного раствора лимонной кислоты над слоем метилового эфира определялась на экспериментальной установке, которая состояла из гидравлического насоса, сконструированного с бака садового опрыскивателя, компрессора "Атлант" для поддержания заданного давления, и распылителя "Disc and Core", установленного в корпусе с отсекателем (рис. 1). Давление жидкости контролировалось манометром (рис. 2).

Определение эффективности нейтрализации дизельного биотоплива при распылении водного раствора лимонной кислоты над слоем метилового эфира производилось путем распыления 6 мл водного раствора 1% лимонной кислоты на 100 мл биодизеля из центробежного полноконусного распылителя "Disc and Core" фирмы TeeJet в составе корпуса с одной насадкой QJ17560A–NJB, байонетного колпачка CP 26277–1–NY, сердечника–турбулизатора DC–CER, керамического диска с отверстием DCER–2 и резинового уплотнителя CP–18999 (рис. 3).

Щелевые и дефлекторные распылители использовать нецелесообразно, поскольку они образуют узкий факел распыления, которым трудно покрыть всю площадь биодизеля. По этой же причине непригодны для использования центробежные распылители. Роторные распылители слишком сложны конструктивно. Исследуемый образец очищенного от метанола биодизеля объемом 300 мл наливали в лабораторный стакан емкостью 0,5 л, который закрепляли на штатив, и помешали в воду, налитую в жидкостный термостат ТЖ–ТС–01/16.



Рис. 1. Экспериментальная установка для определения эффективности нейтрализации дизельного биотоплива при распылении водного раствора лимонной кислоты над слоем метилового эфира

Fig. 1. The experimental setup for determining the neutralization effectiveness of biodiesel by spraying an aqueous solution of citric acid methyl ester



Рис. 2. Индикация давления 1% водного раствора лимонной кислоты при его распылении в исследуемый образец биодизеля

Fig. 2. Pressure display 1% aqueous solution of citric acid at its spraying in the sample of biodiesel

В исследуемый образец биодизеля распиливали 18 мл водного раствора 1% лимонной кислоты с помощью распылителя, закрепленного на том же штативе (рис. 4).



Рис. 3. Центробежный полноконусний распылитель "Disc and Core" [20]: 1 – корпус с одной насадкой QJ17560A–NJB; 2 – байонетный колпачок CP 26277–1–NY; 3 – сердечник–турбулизатор DC–CER; 4 – диск с отверстием керамический DCER–2; 5 – резиновый уплотнитель CP–18999

Fig. 3. Centrifugal full cone spray "DISC and CORE" [20]: 1 – housing with single nozzle QJ17560A–NJB; 2 – bayonet cap CP 26277–1–NY; 3 – core–energizer DC–CER; 4 – ceramic disk with a hole DCER–2; 5 – rubber seal CP 18999



Рис. 4. Распыление водного раствора 1% лимонной кислоты в исследуемый образец биодизеля

Fig. 4. Spray 1% aqueous solution of citric acid in the test sample is a biodiesel

Время распыления определялось экспериментально путем измерения объема распыленной жидкости, которая собиралась в лабораторном стакане (рис. 5, а) в течение определенного времени, которое фиксировалось при помощи секундомера "Агат" (рис. 5, б). Время распыления составляет 1,5 с при давлении 0,25 ат, 2 с при давлении 0,2 ат, 2,5 с при давлении 0,15 ат и 3 с при давлении 0,1 ат. При заданном давлении в течение фиксированного времени проводилось распыление 1% лимонной кислоты в исследуемый образец биодизеля (рис. 6).



а)



б)

Рис. 5. Экспериментальное определение времени распыления водного раствора 1% лимонной кислоты: а – распыления раствора в лабораторный стакан; б – фиксация времени распыления

Fig. 5. Experimental determination of the time spraying a 1% aqueous solution of citric acid: a – spraying the solution in a beaker; b – fixing spray time

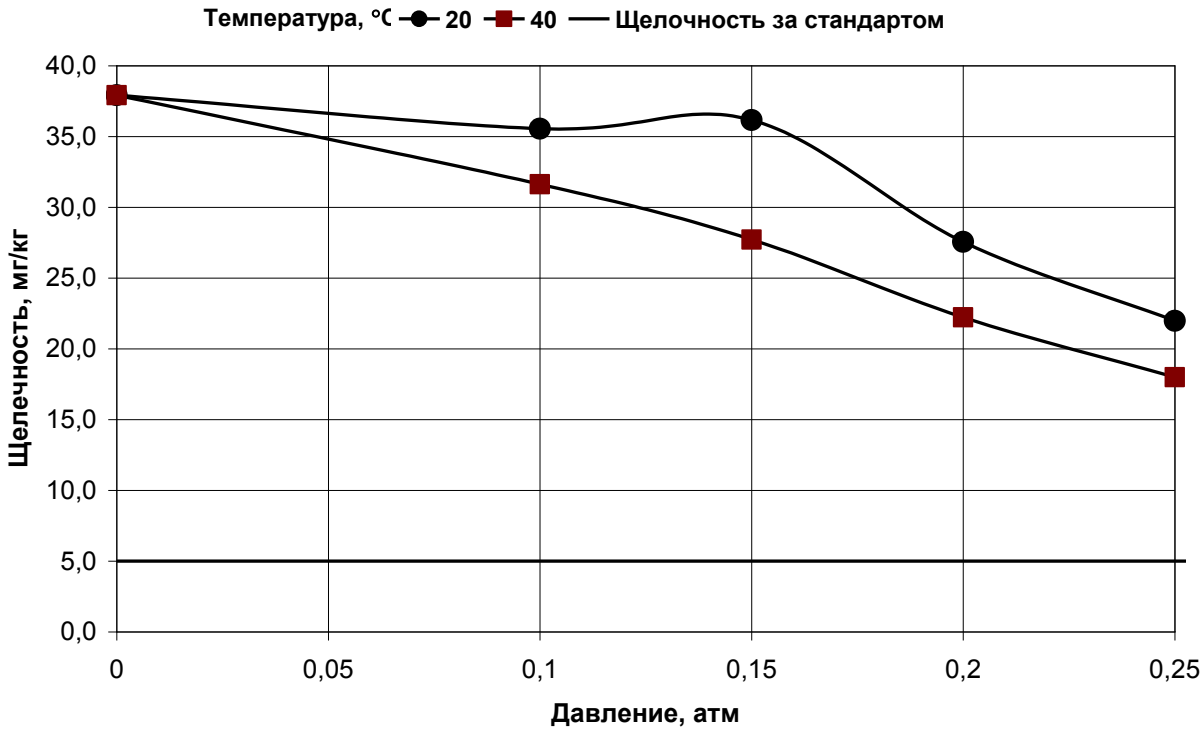


Рис. 7. Зависимость щелочности биодизеля от давления распылителя при его нейтрализации
Fig. 7. Dependence alkalinity biodiesel pressure sprayer when neutralized

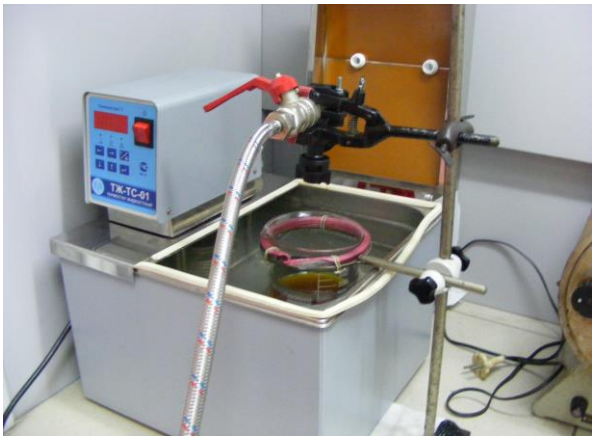


Рис. 6. Распыление 1% лимонной кислоты в исследуемый образец биодизеля для определения влияния параметров распылителя на щелочность биодизеля

Fig. 6. Spraying 1% citric acid in the sample of biodiesel to determine the influence of parameters on the spray gun alkalinity biodiesel

Результаты исследования приведены на рис. 7, из которого видно, что при увеличении давления в распылителе и росте температуры исследуемого образца щелочность биодизеля снижается относительно начальной 37,9 мг/кг, однако на всем диапазоне исследуемых давлений и температур не опускается ниже 5 мг/кг в соответствии со стандартом DIN 51606.

ВЫВОДЫ

Применение распыления водного раствора лимонной кислоты над слоем биодизеля для его нейтрализации не является эффективным, поскольку его щелочность на всем диапазоне исследуемых давлений и температур не опускается ниже 5 мг/кг в соответствии со стандартом DIN 51606.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Mushtruk Mykhayl. 2014. Dyzeljnoe byotoplyvo s zhyrosoderzhashhykh otkhodov ptycevodstva / Mykhayl Mushtruk, Juryj Sukhenko // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin – Rzeszow. – Vol. 16, № 3. – 117–122.

2. Mukatova M.D. 2012. Obosnovanye y razrabotka tekhnologhyy proyzvodstva byodyzelja yz zhyrosoderzhashhykh ribnikh otkhodov / M.D. Mukatova, Chan Njjungh Tkhy // Vestnyk AGTU. – №2. – 158–163.

3. Dubrovin V.O. 2011. Tekhnichni zasoby dlja vyrobnyctva biodyzelja / V.O. Dubrovin, V.Gh. Myronenko, V.M. Polishhuk, A.I. Moroz // Naukovyj visnyk Nacionaljnogho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannja: Zb. nauk. pracj. – Kyjiv. – №166. Ch. 2 – 67–72.

4. Mushtruk Mykhayl. 2012. Yntensyfykacyja processa preobrazovanyja zhyrov v dyzeljnoe byotoplyvo / Mykhayl Mushtruk, Juryj Sukhenko, Vladymyr Sukhenko // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin – Rzeszow. – Vol. 14, №3. – 96–103.

5. Visockyj S.P. 2008. Prymenenye sorbentov dlja ochystky byodyzeljnogho toplyva / S.P. Visockyj, D.N. But // Zbirnyk naukovykh pracj Lughansjkogho nacionaljnogho aghrarnogho universytetu. – №81. – 230–233.

6. Syster V.Gh. 2010. Sposoby stabylyzacyy byodyzeljnogho toplyva pry khoanenyy / V.Gh. Syster, S.A. Naghornov, S.V. Romancova, S.V. Bodjaghyna // Aljternatyvnaja energhetyka y ekologhyja. – №7(87). – 76–81.

7. Polyshhuk O.V. 2014. "Mokri" sposoby ochyshhennja biodyzelja / O.V. Polishhuk, N.I. Kozak, V.M. Polishhuk // Zbirnyk naukovykh pracj za materialamy IX mizhnarodnoji naukovo–praktychnoji internet–konferenciji "Nauka i zhyttja: suchasni tendenciji, integhracija v svitovu naukovu dumku" (29–31 travnja 2014 r.). – K: TOV "TK Meghanom". – 67–72.

8. Polishhuk O.V. 2014. Osoblyvosti ochyshhennja biodyzelja / O.V. Polishhuk // Naukovyj visnyk Nacionaljnogho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannja: Zb. nauk. pracj. – Kyjiv. – №196. Ch. 2 – 107–111.

9. Polyshhuk A.V. 2014. Osobennosty ochystky byodyzelja / A.V. Polyshhuk // Sbornyk nauchnыkh trudov SWorld. – Vyp. 3(36). – T. 7. – Yvanovo: Markova AD. – CYT. 314–049. – 15–19.

10. Dubrovyn V.A. 2008. Tekhnologhyy y tekhnycheskye sredstva proyzvodstva byodyzeljnogho toplyva yz rastyteljnikh masel / V.A. Dubrovyn, S.V. Draghnev // Aghrarna tekhnika ta obladnannja. – №2. – 67–73.

11. Polyshhuk A.V. 2013. Yssledovanye effektyvnosty nejtralyzacyy byodyzelja / A.V. Polyshhuk, N.Y. Kozak, V.M. Polishhuk // Sbornyk nauchnikh trudov SWorld. – Vyp. 3. – T.12. – Yvanovo: Markova AD. – CYT. 313–0270. – 18–22.

12. Polishchuk A.V. 2013. The research of efficient biodiesel eutralization / A.V. Polishchuk, N.I. Kozak, V.N. Polishchuk / [Electronic journals] // Modern scientific research and their practical application. – Vip. 5 (Volume J213). T. 10 Tekhnycheskye nauky. J21310–091. URL: http://www.sworld.com.ua/ index.php/ru/e–journal/2227–6920/j213/20948–j21310 (data zvernennja: 11.01.2014).

13. International 2015. standards for BIODIESEL – Jakarta, Indonesia: Rob–Oil Corporation – 2 p.

14. Polishhuk O.V. 2014. Metodyka potenciometrychnogho tytruvannja / O.V. Polishhuk, N.I. Kozak, V.M. Polishhuk, A.V. Bilecjkyj // Visnyk zhytomyrsjkogho nacionaljnogho aghroekologhichnogho universytetu: Nauk.–teoret. zb. – Zhytomyr. – №1 (39). – T. 1 – 204–211.

15. Polishhuk O.V. 2014. Metodyka vyznachennja luzhnosti biodyzelja / O.V. Polishhuk, N.I. Kozak, V.M. Polishhuk, A.V. Bilecjkyj // Naukovyj visnyk Nacionaljnogho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannja: Zb. nauk. pracj. – Kyjiv. – №196. Ch. 1 – 139–147.

16. Polishhuk O.V. 2014. Doslidzhennja vplyvu chastoty obertannja valu mishalky na luzhnistj dyzeljnogho biopalyva pry jogho ochyshhenni / O.V. Polishhuk // Naukovyj visnyk Nacionaljnogho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannja: Zb. nauk. pracj. – Kyjiv. – №196. Ch. 3 – 172–177.

17. Polishchuk A.V. 2014. The influence of mixing frequency of alcalinityof biodiesel while purifing / A.V. Polishchuk, N.I. Kozak, V.N. Polishchuk / [Electronic journals] // Modern scientific research and their practical application. – Vip. 7 (Volume J11410). T. 10 Tekhnycheskye nauky. J21410. URL: http://www.sworld.com.ua/e–journal/j21410.pdf / (data zvernennja: 05.12.2014). – 80–85.

18. Polishhuk O.V. 2014. Promyvannja biodyzelja. Teorija i praktyka / O.V. Polishhuk // Visnyk zhytomyrsjkogho nacionaljnogho aghroekologhichnogho universytetu: Nauk.–teoret. zb. – Zhytomyr. – №2 (45). T. 4. – Ch. II. – 292–302.

19. Polyshhuk A.V. 2014. Teoretycheskye osnovi promivky byodyzelja / A.V. Polyshhuk, N.Y. Kozak, A.A. Myronenko, V.N. Polyshhuk, T.A. Byljko // Mezhdunarodnaja nauchno–

praktycheskaja ynternet–konferencyja ["Perspektyvnie ynnovacyy v nauke, obrazovanyy, proyzvodstve y transporte 2014". Sekcyja – Tekhnycheskye nauky. Tekhnyka v seljskokhozjajstvenom proyzvodstve], (16–26 dekabrja 2014 gh.) / Scientific World // Rezhym dostupa: http://www.sworld.com.ua/ index.php/ru/technical–sciences–414/technology–in–agriculture–414/23560–414–008

20. TeeJet Technologies. 2015. Katalog–51RU. – Spraing Systems Co. – 146.

DETERMINING THE EFFECTIVENESS OF NEUTRALIZATION BIODIESEL BY SPRAYING AN AQUEOUS SOLUTION OF CITRIC ACID

Summary. An experimental setup, and the method of determining the results of the study are induced neutralization efficiency of biodiesel by spraying an aqueous solution of citric acid over a layer of methyl ester. Low efficiency defined spray application of an aqueous solution of citric acid over a layer of biodiesel to neutralize. Experimental installation, technique of definition is described and results of research of efficiency of neutralization of diesel biofuel at dispersion of water solution of lemon acid over a layer of methyl air are induced. Low efficiency application of dispersion of water solution of lemon acid over a biodiesel layer for its neutralization is defined. Application of dispersion of water solution of lemon acid over a biodiesel layer for its neutralization isn't effective as its alkalinity on all range of the studied pressure and temperatures doesn't fall below 5 mg/kg according to the standard DIN 51606.

Key words: biodiesel, methyl ester, the catalyst, alkalinity, neutralization, spray, citric acid.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ КАРТОФЕЛЕСОРТИРОВОК

Станислав Смолинский

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Stanislav Smolinskyi

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В данной работе проанализирован процесс сортировки картофеля, обоснована необходимость разработки эффективной сортировки для разделения клубней разных фракций. Предложен параметр для оценки формы клубня, а также обоснована возможность использования спиральной сортировки для эффективного сортирования клубней. При разработке новых и совершенствовании существующих картофелесортировок для повышения эффективности сортирования клубней целесообразно использовать схему с начальным отделением крупной фракции и последующим разделением средних и мелких клубней. Оценку формы клубней относительно сортирования предлагается производить на основании количественного параметра, который определяется как дисперсия размеров клубня и приведенного радиуса шара одинакового объема. На основании анализа результатов опытов по распределению клубней вороха, что подается на сортировальную поверхность, по массе и форме обоснована необходимость использования сортировальных поверхностей, которые эффективно работают с разными фракциями клубней.

Ключевые слова: сортирование картофеля, картофелесортировка, параметр формы клубня, спиральная сортировка.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Картофелеводство является одним из наиболее прибыльных, но и энергоемких направлений в растениеводстве. Основной причиной низкой эффективности современного картофелеводства можно считать низкий технологический уровень, использование несовершенной техники и другие технические и технологические причины. Это касается операций выращивания, уборки и послеуборочной обработки урожая. Статистические данные показывают, что основным производителем картофеля в Украине являются небольшие фермерские хозяйства, в которых уровень механизации работ достаточно низкий, а затраты труда при уборке, послеуборочной и передпосадочной обработке клубней – существенные. Все еще применяется при этом ручной труд, а следовательно, и эффективность производства снижается.

На качество хранения картофеля и посадочного материала особое влияние имеет послеуборочная и передпосадочная обработка картофеля, и прежде всего сортировка, которая заключается в распределении клубней по фракциям. Существующие сортировочные машины не всегда отвечают современным требованиям мирового рынка, а приобретение машин европейских производителей – удовольствие недешевое. Поэтому разработка новых и совершенствование существующих картофелесортировочных машин является одной из актуальных задач механизации сельскохозяйственного производства.

Следует отметить, что на сегодня можно выделить следующие основные направления развития картофелесортировочных машин [1, 2]: совершенствование конструкций картофелесортировочных машин и разработка новых сортировочных поверхностей, оптимальное управление процессом сортировки.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вопросам исследования процесса сортировки картофеля посвящены работы

В.П. Горячкина, Е.А. Глухих, Н.Н. Колчина, А.А. Сорокина, Н.И. Верещагина, Б.М. Юна и других ученых [1–21]. Исследования тесно связаны с определением признака, по которому возможно достичь качественное распределение клубней по фракциям. Но анализ этих исследований показывает отсутствие единого параметра, использование которого позволило обеспечить сортировку высокой точности. Последние годы исследования были связаны с аналитическим моделированием процесса сортировки. Ученые из Аахена (Германия) в рамках проекта ЕС обосновали необходимость управления процессом картофелесортировки с использованием мехатронных систем в приводе машин [22].

Все исследования имеют частный характер и для их последующего практического применения необходимо провести комплексный системный анализ.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является анализ эффективности работы картофелесортировочных машин и разработка технологических предпосылок их совершенствования.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

На основании проведенного анализа существующих машин для сортировки картофеля можно выделить два варианта их рабочего процесса (рис. 1) [1, 2, 7, 14].

При варианте А из общей массы клубней сначала выделяется проходом мелкая фракция, а смесь средней и крупной фракций сходит на следующую сортирующую поверхность. Затем из этой массы проходом выделяется средняя фракция, а крупные клубни попадают на переборочный стол для отделения некондиционных клубней и примесей. При варианте Б «сходом» с сортировочной поверхности отделяется сначала крупная фракция, а смесь мелкой и средней фракций попадает в «проход» и далее на следующий сортировочный рабочий органа.

Вариант А имеет наибольшее распространение в технике для картофелеводства, при этом существенной проблемой при этом можно считать возможное увеличенное повреждение клубней крупной фракции вследствие движения по сортировочным поверхностям и для мелких, и для средних клубней. Поэтому вариант Б позволит на некоторую величину уменьшить уровень внешних и внутренний повреждения клубней картофеля, и, соответственно, качество хранения.

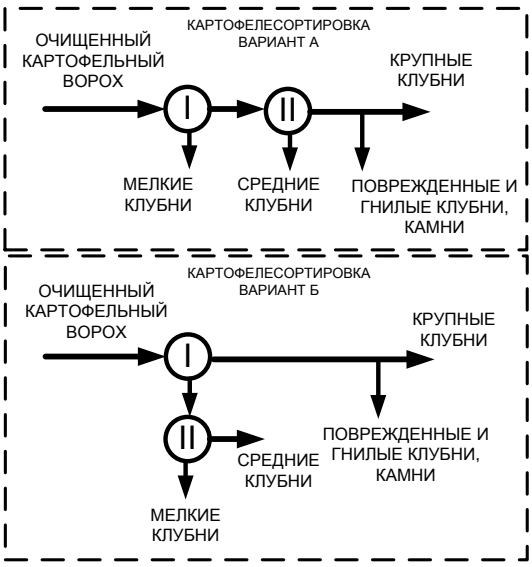


Рис. 1. Варианты рабочего процесса картофелесортировок

Fig. 1. Operation variants of working process of potato–sorter

При этом вариант Б обеспечивает увеличение удельной производительности на 25...40%, уменьшение габаритов машин и металлоемкости рабочего процесса при сохранении необходимой точности сортировки. Необходимость использования сортировочных рабочих органов, которые не столь чувствительные к фракционному составу вороха, доказывается наличием в массе клубней разных фракций (массовое содержание каждой из фракций варьируется).

Для исследования распределения клубней картофеля по массе и форме были проведены опыты. Масса и форма клубней определялись путем поштучного взвешивания на весах (с точностью ±1 г) и измерения длины, ширины, толщины (с точностью ±1 мм) отдельных клубней из пробы 100 штук. Забор проб производился в третьей декаде сентября 2014 года во время механизированной уборки картофеля сорта «Розава». При этом клубни распределялись по форме на пять классов: круглая, эллипсоидная, про-

долговатая, неправильной формы, поврежденная.

Анализ распределения по массе показывает, что в этом случае в ворохе картофеля больше содержится клубней фракций 40…50 и 50…60 г, а наименьшее содержание – клубней более 70 г. Это позволяет сделать вывод, что наибольшая нагрузка при работе сортировки будет припадать на сортировальную поверхность для средней фракции.

Анализ распределения клубней пробы по форме показывает, что в ворохе преобладают клубни эллипсоидной и круглой формы. При этом наименьшее содержание в ворохе клубней неправильной формы и поврежденных.

Результаты анализа распределения клубней по массе и форме позволяют сделать вывод о необходимости разработки новых высокоэффективных картофелесортировок и совершенствовании существующих конструкций с обеспечением эффективной работы с клубнями разной формы и размеров. При этом уменьшение влияния неравномерной подачи вороха на сортировальную поверхность можно обеспечить установкой дополнительных устройств оптимального управления приводом сортировальных машин.

Проведем анализ факторов, которые существенно влияют на качество работы сортировок. Такие обобщенные факторы можно выделить, прежде всего, форму клубней, величину и неравномерность их подачи.

Исследованиями установлено, что на вероятность перехода клубней картофеля из одного состояния в другое существенное влияние имеют их размерно–массовые характеристики (вероятность соответствия определенному интервалу масс и размеров) и форма (вероятность изменения состояния достаточно высока для клубней круглой формы, ниже – для клубней эллипсоидной формы и значительно ниже – для клубней неправильной формы) [21].

При определении формы клубней используются известные коэффициенты формы, полученные академиком В.П. Горячкиным [3].

Казахскими учеными в качестве количественного признака формы клубня предложено использовать коэффициент сложности формы, который равен отношению квадрата периметра сечения клубня к площади сечения [23].

Проанализируем также форму клубней по размерной характеристике. Рассмотрим клубень в виде эллипсоида с полуосями a,b,c. Объем такого эллипсоида определяется формулой $V=\frac{4}{3}\pi abc$. Как известно, эллипсоид с равными значениями полуосей является шаром, то есть $a=b=c=R$, где $R-$ радиус шара.

Если привести эллипсоид к шару, при условии равенства объемов (и, соответственно, масс тел), объем приведенного шара будет равен $V=\frac{4}{3}\pi\ ^{3}$. Тогда радиус приведенного шара будет равен из равенства объемов шара и эллипсоида:

$$R=\sqrt[3]{abc}.$$

Разницу между величиной полуосей клубня a,b,c и приведенным радиусом шара R можно определить в виде:

$$K=\left(a-R\right)^{2}+\left(b-R\right)^{2}+\left(c-R\right)^{2}.$$

Количественный параметр формы клубня K будет являться наиболее универсальным при анализе фракционного состава картофельного вороха относительно сортировки. В случае $K\to 0$, форма клубня будет приближаться к шару. Рекомендации по использованию параметра K на практике требует дополнительных исследований.

Сортировка картофеля реализуются на фракции по массе, объему и размерам с использованием механических и автоматических картофелесортировок. Автоматические сортировки имеют более высокую степень точности работы, но требует квалифицированное обслуживание и одиночную подачу материала. Механические сортировки более просты в обслуживании, но за счет контактного взаимодействия с сортировочной поверхностью возможны механические повреждение клубней.

По виду рабочей поверхности сортировки бывают роликовыми, ременными, сетчатыми, грохотными, дисковыми и барабанными. Преимущество на современных машинах принадлежат роликовым и сетчатым с обеспечением высокой производительности. Для фермерских хозяйств наиболее целесообразно применять барабанные сортировки [7].

По виду движения рабочих органов сортировки могут иметь поступательное, вращательное, плоскопараллельное и вибрационное движение. При этом возникают статическое либо динамическое воздействие на клубни со стороны рабочего органа. Динамическое воздействие способствует процессу сортировки, хотя при этом возможны контактные повреждения. С точки зрения движения клубня по поверхности рабочего органа важное значение имеет положение клубня (стабильное или не стабильное, с относительным движением или без него). Достаточно важно также, чтобы клубни в процессе сортировки имели относительное перемещение по сортировальной поверхности, что позволит повысить эффективность сортировки клубней, в том числе и неправильной формы. Но ни один из представленных типов сортировок не обеспечивает необходимые показатели эффективности. Необходимо также, чтобы сортировочные рабочие органы обеспечивали необходимую транспортирующую способность вороха (наиболее характерна рабочим органам роликового и транспортерного типов).

Попыткой решения этой задачи была разработка комбинированных сортировочных машин, представляющих собой комбинацию нескольких типов рабочих органов и расположенных в определенной последовательности. Из них наибольшее распространение в конструкциях машин получили комбинации сортировочных поверхностей роликового, ременного и грохотного типов. Все приведенные рабочие органы работают эффективно при условии поштучной или однослойной подаче клубней на сортировочную поверхность.

В качестве технического решения предлагается использовать спиральную картофелесортировку (рис. 2) в виде спиралей, которые закреплены на приводных валах и вращающихся в одном направлении [24, 25, 26]. На спиральной сортировочной поверхности клубни, размер которых меньше величины зазора между навивками, просеиваются между витками и попадают в тару или на перегрузочный транспортер, а более крупные клубни двигаются далее по спиральной поверхности. При этом в процессе вращения спиралей возникают их продольные колебания, что интенсифицирует процесс сортировки, а винтовая поверхность обеспечивает достаточную равномерность распределения клубней на поверхности, высокую транспортирующую способность, производительность процесса разделения на размерные фракции и качество.

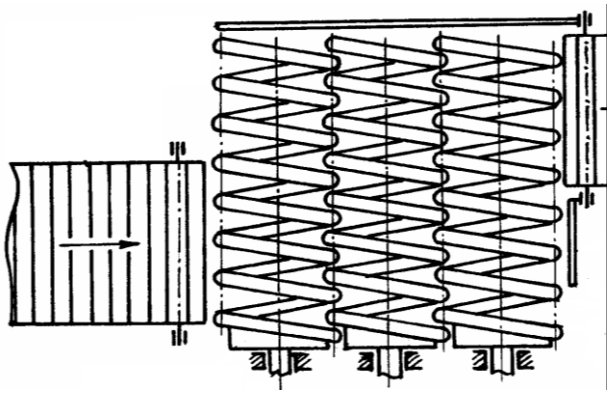


Рис. 2. Спиральная картофелесортировка
Fig. 2. Spiral potato–sorter

Спиральная сортировка может эффективно выделять клубни различной величины и не столь чувствительны к вариации фракционного состава вороха, подаваемого на сортировальную поверхность.

ВЫВОДЫ

1. При разработке новых и совершенствовании существующих картофелесортировок для повышения эффективности сортирования клубней целесообразно использовать схему с начальным отделением крупной фракции и последующим разделением средних и мелких клубней.

2. Оценку формы клубней относительно сортирования предлагается производить на основании количественного параметра, который определяется как дисперсия размеров клубня и приведенного радиуса шара одинакового объема.

3. На основании анализа результатов опытов по распределению клубней вороха, что подается на сортировальную поверхность, по массе и форме обоснована необходимость использования сортировальных поверхностей, которые эффективно работают с разными фракциями клубней.

3. В качестве такого рабочего органа предлагается использовать спиральную сортировальную поверхность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Furletov V.M. 1989. Perspektivy i problemy sovershenstvovaniya sortirovok / V.M. Furletov // Traktory i selskokhozyaystvennye mashiny. – №11.– 28–30.

2. Karwowski T. 1982. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. / T. Karwowski // T. 3. – Warszawa: PWRiL. – 429.

3. Goryachkin V.P. 1965. O sortirovaniy kartofelya / V.P. Goryachkin // Polnoe sbranije trudov v 3 tomach. T. 3. – Moskva. – 190–202.

4. Zavoritnyi N.M. 1973. Issledovanije prozessa sortirovanija kartofelja na grohotnoj stschelevoj poverhnosti: Avtoreferat kandidata technitscheskyh nauk / N.M. Zavoritnyi // – Kyiv. – 25.

5. Pshechenkov K.A. 1977. Fiziko–mechanichny svoistva i povreschdenija kartofel'ya /K.A. Pshechenkov, P.F.Demirchev// Mekhanizaciya and elektrifikaciya socialicticheckokho celckogo khozyaictva.. – №9. – 10–12.

6. Dobyshev A.S. 2008. Effektivnost sortirovania klubnei kartofela on maso–razmernim harakteristikam / A.P. Dobyshev, A. I. Filippov // Traktori and selskokhozyaystvennie mashini. – №3. – 35–36.

7. Neverov D.A. 2008. Sravnitelnaya karakteristika razlichnikh tipov kartofelesortirovalnikh machin / D. A. Neverov // Problemi i perspektivi razvitia selskogo khozaistva Rossii : Sbornik materialov Vserossiiskikh nauchno–prakticheskikh konferensij / Pod red. A. V. Golubeva // ; FGOU VPO Saratovsij GAU imeni N.I. Vavilova. – Saratov. – 259.

8. Yun B.M. 1965. Issledovanije prozesa sortirovanija kartofelya na rolikovoi poverkhnosti: Avtoreferat kandidata technitscheskyh nauk / B.M. Yun. – Saratov.– 17.

9. Yurasov B.S. 2004. Rasrabotka i obosnovanie parametrov barabanoy kartofelesortirovki: Avtoreferat kandidata technitscheskyh nauk / B.S. Yurasov // – Cheboksary. – 19.

10. Vereschagin N.I. 1974. Puti umensheniya povrezhdaemosti kartofelya pri uborke mashinami // Osnovnye napravleniya sovershenstvovaniya konstrukcii machin dlya vozdelyvaniya i uborki kartofelya / N.I. Vereschagin // Moskva. – 120–126.

11. Glyukhikh E.A. 1949. Razmernaa karakteristika klubnei kartofel'ya kak osnovan'e dla proektirovania mashin / E.A.Glyukhikh // Doklady VASKHNIL. Moskva. – Vyp. 11. – 34–42.

12. Dolgov A.I. 1988. Sortirovanie korneklubneplodov po forme i masse s pomosch'yu optiko–elektronnykh sredstv / A.I. Dolgov, V.I. Gerasimenko // Tekhnika v sel'skom khozyaystve. – №3 – 44–45.

13. Zuev I.N. 1969. Issledovanie tekhnologicheskikh processov sortirovaniya kartofelya na rolikovykh i strunnykh poverkhnostyakh: Dissertatia kandidata tekhnicheskich nauk / I.N. Zuev // – Chelyabinsk. – 202.

14. Ivanov A.G. 2005. Strukturno–parametricheskiy synthesis i analiz mekhanizmov grokhotnykh kalibruyuschikh machines: Dissertatia kandidata tekhnicheskich nauk / A.G. Ivanov // – Izhevsk. – 117.

15. Kirienko Yu.I. 1983. Analiz tochnosti sortirovaniya klubney kartofelya po razmeram / Yu.I. Kirienko // Mekhanizaciya i elekrtifikatija sel'skogo khozyaystva. – №12. – 21–23.

16. Kolchin, N.N. 1975. O sortirovanii kartofelya po razmernym priznakam / N.N. Kolchin, E.A. Smekhunov // Mekhanizaciya i elekrtifikatija sel'skogo khozyaystva. – №9. – 13–15.

17. Lamm M.I. 1969. Kontaktnye povrezhdeniya klubney kartofelya / M.I. Lamm // Issledovanie i raschet tekhnologicheskikh processov korneklubneuborochnykh machin i ih rabochikh organov: Trudt VISKHOM. – Moskva. –Vypusk 58.– 290–311.

18. Mosin V.M. 1981. Issledovanie i obosnovanie osnovnykh parametrov universalnogo remennogo rabochego organa dlya posleuborochnoy obrabotki korneplodov: Dissertatia kandidata tekhnicheskich nauk / V.M. Mosin // – Moskva. – 155.

19. Sorokin A.A. 1956. Obosnovanie i raschet velichin zazorov separiruyuschikh i sortiruyuschikh organov machines dlja uborki i sortirovaniya kartofelya / A.A. Sorokin // Nekotorye voprosy proektirovaniya i rascheta selskokhozyaystvennykh machin. Moskva. – 38–46.

20. Timofeev A.N. 1936. Method sortirovaniya po ploschadi poperechnogo secheniya / A.N. Timofeev // Teoriya, konstrukciya i pro-

izvodstvo selskokhozyaystvennykh machines. – Moskva – Leningrad. – Tom III. – 481–489.

21. Smolinskyy S.V. 2014. Analiticheskoe issledovanie rabochego processa kartofelesortirovok / S.V. Smolinskyy // Naukovyy visnik NUBiP Ukraini. – Kiiv. –Vypusk 196. – Chastyna 1. – 185–190.

22. Hoppe U. 2004. Innovative Ansaetze zur Verbesserung des Nachernte–Sortierprozesses von Kartoffeln / U.Hoppe, M.Huesing, B.Corves // VDI–Landtechniktagung,. – 114–119.

23. Alihanov J. 2011. Metodika i resultaty opredelenia parametrov klubnej kartofelja s ispolzovanijem optiko–elektronnych sredstv / J. Alihanov, R, Zonev, Sch. Schynybai // Nauchny trudove na Rusenskija universitet. – Tom 50. – Seriya 3.1. – 180–185.

24. Smolinskyy S.V. 2014. Perspektivnost ispolzovaniya spira'noy sortirovki pri posleuborochnoy obrabotke kartofelya / S.V. Smolinskyy // Nauchno–tekhnicheskiy progress v selskokhozyaystvennom proizvodstve: Materialy Mezhdunarodnoy nauchno–tekhnicheskoy konferencii. – Tom 2 – Minsk. – 155–160.

25. Bulgakov V. 2004. An experimental research of advanced spiral separator of potato heap / V. Bulgakov, S. Smolinskyy, J. Nowak, W. Przystupa // MOTROL. – Lublin. – Vol. 6. – 59–65.

26. Bulgakov V. 2003. Analiz transportirovania kartoplanogo vorohu spiralnym separatorom / V. Bulgakov, S. Smolinskyy, J. Francak, J. Jech, D. Orszaghova // Proceedings of IV International Research and Technical Conference "MOTROL 2003": Lublin–Kyiv. "Motorization and energetics in agriculture". – Kyiv. – Vol. 6. – 195–200.

TECHNOLOGICAL SUPPOSITION FOR DEVELOPMENT OF POTATO–SORTER

Summary. There are analyzed the sorting of potato, the necessity to use the effective sorter for the potato of different factions. There are grounded a parameter of potatoes form and also the spiral sorter for effective sorting of potatoes. In this work process of sorting of potatoes is analysed, need of development of effective sorting for division of tubers of different fractions is proved. Parameter for a tuber form assessment is offered, and also possibility of use of spiral sorting for effective sorting of tubers is proved. When developing new and improvement of the existing kartofelesortirovka for increase of efficiency of sorting of tubers it is expedient to use the scheme with initial office of large fraction and the subsequent division of averages and small tubers. The assessment of a form of tubers concerning sorting is offered to be made on the basis of the quantitative parameter which is defined as dispersion of the sizes of a tuber and the specified radius of a sphere of identical volume. On the basis of the analysis of results of experiments on distribution of tubers of lots that moves on a sorting surface, on the weight and a form need of use of sorting surfaces which effectively work with different fractions of tubers is proved. As such working body it is offered to use a spiral sorting surface.

Key words: sorting of potato, potato–sorter, parameter of potatoes form, spiral sorter.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ЗЕРНА В РАБОЧЕМ ЗАЗОРЕ ОДНОВАЛЬЦОВОЙ ЗЕРНОДРОБИЛКИ

Светлана Потапова

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Svitlana Potapova

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Обоснована рациональная схема одновальцового (вальцоводекового) измельчителя зерна. Построена математическая модель движения зерна в рабочем зазоре. Показана зависимость угла затягивания зерна вальцом от геометрических и технологических параметров вальцоводековой дробилки и размеров зерна.

Показана зависимость угла затягивания зерна вальцом от геометрических и технологических параметров вальцоводековой дробилки и размеров зерна.

Определено условие затягивания зерна в рабочий зазор, построена расчетная математическая модель движения зерна между вальцом и декой, что дает возможность определить скорость перемещения зерна в рабочем зазоре и положение частиц в рабочей камере. Предложена рациональная форма деки в виде спирали Архимеда, позволяющая обеспечить оптимальные условия измельчения.

Ключевые слова: вальцовый измельчитель зерна, вальцоводековая дробилка, кине-матические и геометрические параметры, математическая модель движения зерна.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Полноценное кормление всех без исключения видов сельскохозяйственных животных и птицы предусматривает введение в состав кормовых рационов фуражного зерна, доля которого составляет от 30% до 80% от общей структуры рациона.

Для повышения питательной ценности, рационального использования зерновых кормов применяют различные способы предварительной обработки и подготовки их к скармливанию. Однако одной из основных и наиболее распространенных технологических операций является измельчение. Для выполнения процесса измельчения зерна могут применяться различные измельчители кормов, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки [6, 13].

Измельчение зерновых кормов обусловлено физиологией сельско-хозяйственных животных и повышает их усвояемость. Поэтому правильный выбор измельчающего средства является крайне важным.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Для измельчения зерна в сельском хозяйстве и комбикормовом производстве наиболее широкое распространение получили молотковые дробилки [7, 8, 17, 18, 20, 24, 25]. По сравнению с большинством других машин для переработки кормов они отличаются простотой конструкции и обслуживания, широкой универсальностью. Но эти машины имеют существенные недостатки. Наиболее весомые из них – большая неравномерность фракционного состава продуктов измельчения, повышенная энергоемкость процесса [4], высокое содержание пылевидной фракции, наличие целых зерен в конечном продукте.

Значительным преимуществом вальцовых дробилок является высокая равномерность продуктов измельчения с низким содержанием пылевидных частиц [1]. Эти машины удобны и надежны в эксплуатации. Одновальцовые (вальцоводе-ковые) измель-

чители кроме преимуществ вальцовых дробилок имеют к тому же более простую конструкцию.

Следовательно, для переработки зерна на корм сельскохозяйственным животным, как на крупных предприятиях, так и в небольших хозяйствах с целью получения продуктов измельчения высокого качества при небольших энергозатратах целе-сообразно использовать вальцоводековые дробилки [13].

Однако вопросы научного обоснования основных параметров и режимов работы таких дробилок подробно не исследованы.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В данной работе поставлена задача определить условие затягивания зерна, построить математическую модель движения зерна в рабочем зазоре одновальцовой зернодробилки, что даст возможность обосновать ее основные параметры.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

На основе анализа и сравнительной оценки известных технических решений нами был предложен ряд конструкторских решений [2, 3, 10, 11, 12] и в конечном итоге разработана рациональная конструктивно-функциональная схема одновальцового (вальцоводекового) измельчителя зерна [14] для небольших фермерских хозяйств (рис. 1).

Особенностями разработанной схемы являются: наличие направляющей, которая подает перерабатываемое сырье непосредственно в рабочий зазор; возможность регулирования угла ее наклона и величины входного зазора в зависимости от вида сырья. Дробилка состоит из корпуса 9, в котором размещены рифленый валец 3 и дека 4. Сверху корпуса находится приемный бункер 1 с регулировочной заслонкой 2.

Для обеспечения непрерывной и равномерной подачи перерабатываемого материала к измельчающим органам в корпусе дробилки установлена направляющая поверхность 5. В боковинах корпуса есть дополнительные отверстия 6 и 7 для изменения положения направляющей и деки. В нижней части корпуса дробилки расположено устройство 8 для регулирования величины выходного зазора δ.

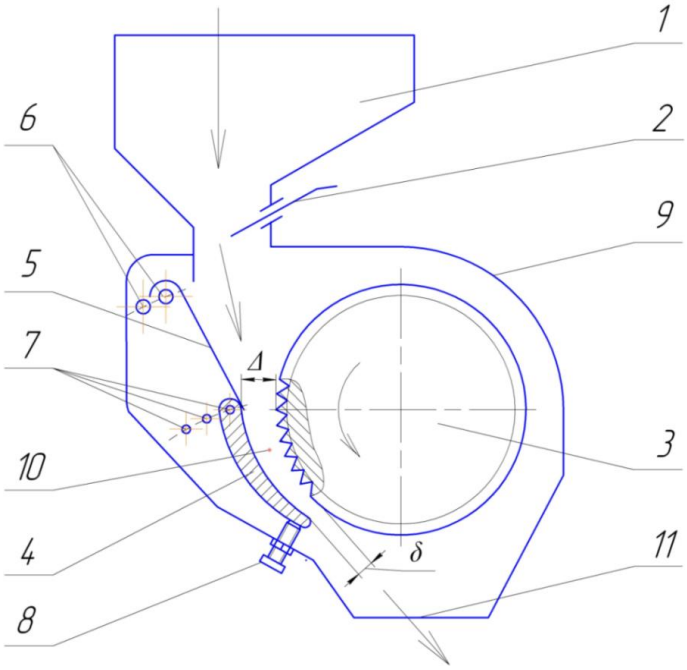


Рис. 1. Конструктивно-функциональная схема дробилки: 1 – зерновой бункер; 2 – регулировочная заслонка; 3 – валец; 4 – дека; 5 – направляющая; 6, 7–крепления направляющей и деки; 8 – регулировочный винт; 9 – корпус; 10 – рабочая зона; 11 – разгрузочное окно

Fig. 1. Crusher's structurally-functional chart:

1 – grain bin; 2 – adjusting valve; 3 – roll; 4 – deck;5 – guide-rail; 6, 7 – rail's and deck's mount; 8 – adjusting screw; 9 – framework; 10 – working area; 11 – unloading window

Отверстия в боковинах корпуса дают возможность изменять угол наклона направляющей для обеспечения лучшей подачи различных видов концентрированных кормов. Дека крепится в отверстии корпуса шарнирно на оси верхним концом. Перестановка оси крепления деки на другое отверстие позволяет изменять величину входного зазора Δ. Рабочие поверхности вальца и деки образуют между собой криво-линейную клиновидную рабочую зону10.Для обеспечения стабильного затягивания зерна в рабочий зазор дека изготовлена по форме спирали Архимеда [5]. Величина зазора δ на выходе задает крупность продукта дробления и регулируется винтом.

Варьирование положения направляющей и деки позволяет увеличить функциональные возможности и повысить эффективность работы дробилки при переработке сырья с различными исходными размерами частиц, а также расширить возможности регулирования крупности продуктов измельчения.

Подача перерабатываемого материала к рабочим органам дробилок может осуществляться двумя способами: принудительным или гравитационным [9, 16]. Однако принудительная подача приводит к дополнительным затратам энергии и усложняет конструкцию машины. Поэтому в предлагаемой схеме подача материала на дробление и отвода готового продукта осуществляется самотеком, то есть гравитационным способом.

Характер протекания процесса измельчения зерна определяется двумя переменными: физической структурой зерна (зависит от сорта, условий выращивания и хранения) и условиями приложения разрушающих усилий (зависят от характеристик рабочих органов измельчителя). Итак, кинематические и геометрические параметры вальцоводековых дробилок, такие как скорость вращения вальца, длина рабочей зоны измельчения, которая определяется длиной деки (углом охвата декой вальца γ), величина выходного зазора δ, профиль и наклон рифлей и другие, играют исключительно важную роль.

При измельчении зерна на показатели процесса измельчения влияют многие факторы. Полностью описать процесс измельчения, выяснить закономерности его протекания, взаимодействие его составляющих между собой и с внешней средой возможно в случае использования системного подхода.

Поэтому ниже рассмотрены предпосылки для определения основных параметров предложенной дробилки. Угол α захвата зерна вальцом (рис. 2) – один из важнейших параметров, характеризующих процесс измельчения вальцовыми дробилками, который напрямую зависит от геометрических параметров рабочих органов и размеров перерабатываемого зерна.

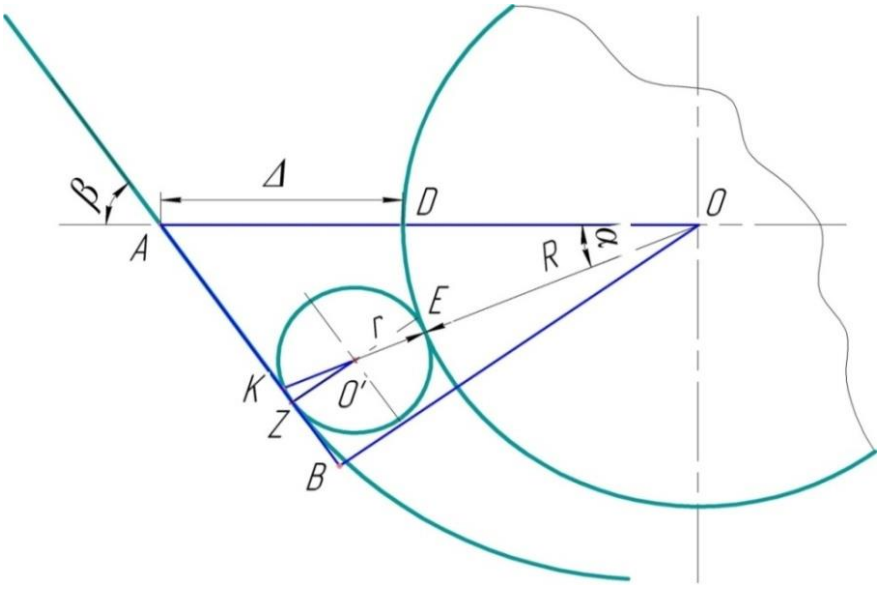


Рис. 2. Определение зависимости угла α от геометрических параметров дробилки
Fig. 2. Definition of the dependence of angle *α* on the crusher's geometric parameters

В процессе работы дробилки зерно с радиусом r и центром в точке O' ($r = d_e / 2$, где d_e – эквивалентный диаметр зерна) по направляющей с углом наклона к горизонтали β попадает в клиновидное пространство между вальцом с радиусом R (с центром в точке O) и декой. Величина этого пространства определяется размером входного зазора Δ. Угол β наклона направляющей должен быть не менее угла трения зерна по поверхности деки.

Получена следующая зависимость для определения угла захвата α:

$$\alpha = \arcsin\frac{(\Delta + R)\sin\beta - r}{R + r} - \beta. \quad (1)$$

Это уравнение показывает, что значение угла α зависит от изменения угла наклона направляющей β, размеров зерна r и вальца R и величины входного зазора Δ между вальцом и декой.

Рассмотрим эквивалентную схему взаимодействия частицы зерна с радиусом r и с центром в точке O', с поверхностями вальца с радиусом R и центром в точке O и деки (рис. 3). В точке контакта зерна с поверхностью вальца на зерно со стороны вальца действует усилие $N_в$, которое передается через зерно на поверхность деки и вызывает ответную реакцию со стороны поверхности деки $N_д$, по величине равную:

$$N_д = N_в\sin(\alpha+\beta). \quad (2)$$

Кроме того, на частицу действуют:

– сила тяжести $\overline{G}$:

$$\overline{G} = m\overline{g}, \quad (3)$$

где: g – ускорение свободного падения, м/с^2;

– сила трения зерна по поверхности вальца $\overline{F}_{Tв}$:

$$\overline{F}_{Tв} = f_в N_в, \quad (4)$$

где: $f_в$– коэффициент трения скольжения по поверхности вальца;

– сила трения зерна по поверхности деки $\overline{F}_{Tд}$:

$$\overline{F}_{Tд} = f_д N_д, \quad (5)$$

где: $f_д$ – коэффициент трения скольжения по поверхности деки.

Прохождение зерна через рабочий зазор возможно лишь тогда, когда будет выполняться условие: сумма сил, действующих в направлении рабочего зазора, превышает сумму сил, противодействующих затягиванию зерна.

Итак, условие затягивание зерна вальцом в рабочий зазор будет иметь вид:

$$G\sin\beta+F_{mв}\sin(\alpha+\beta)>N_в\cos(\alpha+\beta)+F_{mд}. \quad (6)$$

После подстановки выражений для определения соответствующих сил (2) – (5) в формулу (6) получим:

$$mg\sin\beta+f_в N_в\sin(\alpha+\beta)>N_в\cos(\alpha+\beta)+ +f_д N_в\sin(\alpha+\beta). \quad (7)$$

Поскольку масса зерна достаточно мала, то ею можно пренебречь. После необходимых преобразований неравенство (7) примет вид:

$$\operatorname{ctg}(\alpha+\beta) < f_в - f_д. \quad (8)$$

В конечном итоге условие затягивания зерна вальцом в одновальцовых (вальцово-дековых) дробилках имеет вид:

$$\alpha < \operatorname{arcctg}(f_в - f_д) - \beta. \quad (9)$$

Для исследования особенностей движения зерна между декой и вальцом при реализации исследуемого процесса измельчения зерна в вальцоводековой дробилке построим расчетную математи-ческую модель на основе методики, предложенной академиком П. М. Василенко [21, 22, 23] с использованием принципов теоретической механики [19].

Для этого рассмотрим эквивалентную схему взаимодействия зерна с рабочими органами вальцоводековой зернодробилки (рис. 4).

На зерно действуют следующие силы:

– сила тяжести $\overline{G}$,

– нормальные реакции поверхностей вальца $\vec{N}_в$ и деки $\vec{N}_д$,

– сила трения зерна по поверхности вальца $\overline{F}_{Tв}$ и сила трения зерна по поверхности деки $\overline{F}_{Tд}$,

– сила P подпора верхних слоев измельчаемого материала. Примем ее как вес материала над частицей, вектор которой направлен вертикально вниз.

В векторном виде уравнение движения центра масс зерна запишем так:

$$m\overline{a} = \overline{G} + \overline{N}_в + \overline{N}_д + \overline{F}_{Tв} + \overline{F}_{Tд} + \overline{P}_\tau. \quad (10)$$

Запишем уравнение (10) в проекциях на оси декартовой системы координат xOy в систему уравнений (11).

$$\begin{cases} m\ddot{x} = N_{в}cos\alpha - f_{в}N_{в}sin\alpha - N_{д}\cos(\widehat{x,\overline{N}_{д}}) - f_{д}N_{д}\cos(\widehat{x,\overline{v}}), \\ m\ddot{y} = G + P + N_{в}sin\alpha + f_{в}N_{в}cos\alpha + N_{д}\cos(\widehat{y,\overline{N}_{д}}) - f_{д}N_{д}\cos(\widehat{y,\overline{v}}). \end{cases} \quad (11)$$

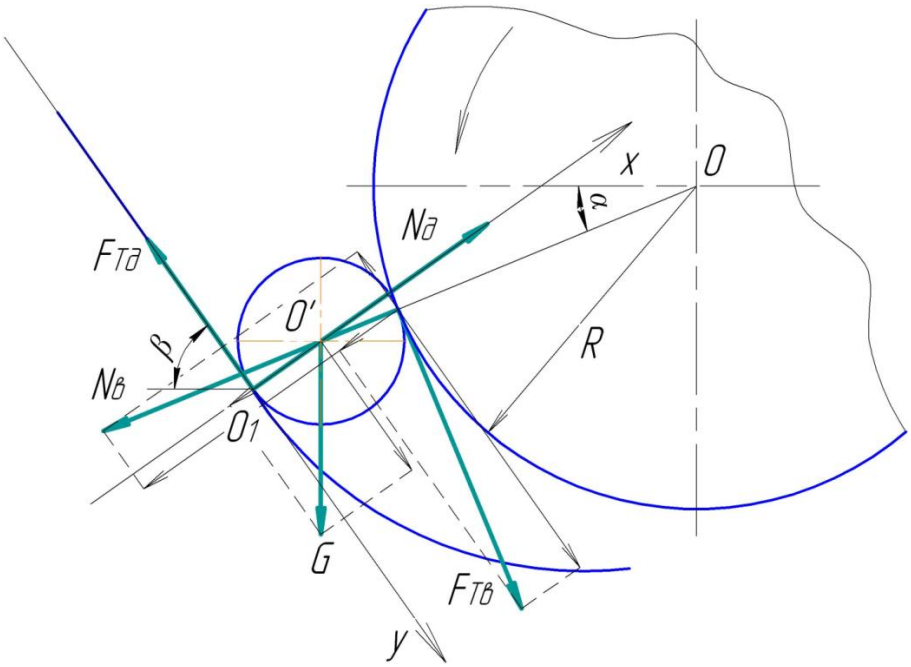


Рис. 3. Эквивалентная схема взаимодействия частицы зерна с поверхностями вальца и деки

Fig. 3. Equivalent scheme of the grain's particle interaction with roller's and deck's surfaces

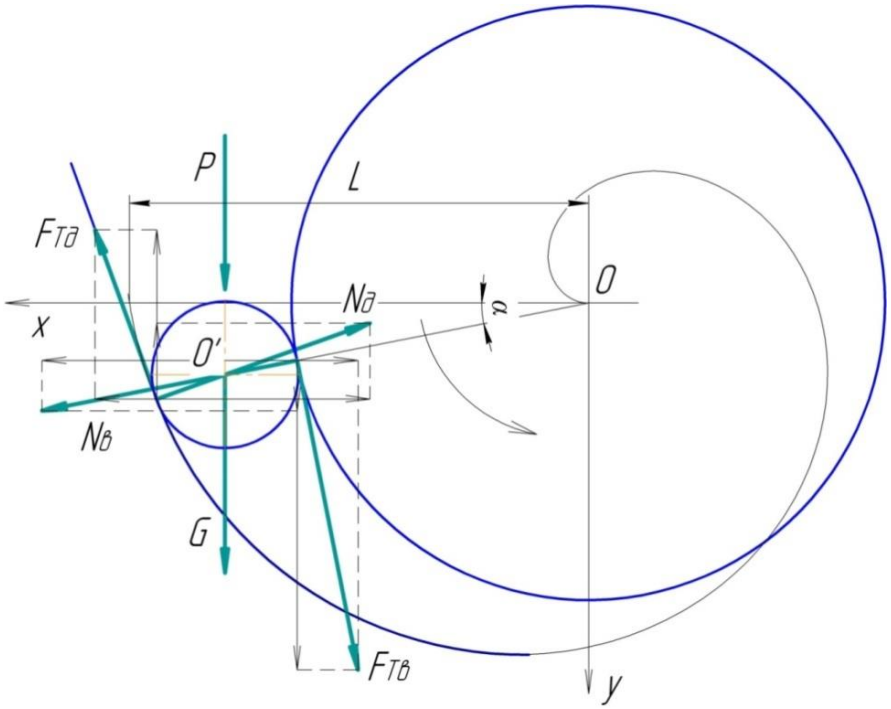


Рис. 4. Схема действия сил при прохождении зерна через рабочий зазор

Fig. 4. The impact of forces during the grain's passage through the working gap

Система уравнений (11) является системой дифференциальных уравнений второго порядка относительно неизвестных x, y, $N_Д$, причем все эти неизвестные являются переменными величинами.

Поскольку неизвестных три, а уравнений два, в систему (11) добавим уравнение вязи.

Такой вязью является дека. С точки зрения конструкции деки наиболее приемлемой является спираль Архимеда [15] (см. рис. 4).

Известно, что уравнение спирали Архимеда в полярной системе координат (ρ, φ) имеет вид:

$$\rho = a\varphi, \qquad (12)$$

где: ρ – полярный радиус, φ – угол отклонения полярного радиуса от горизонтальной оси, a – коэффициент (константа, характеризующая форму конкретной спирали Архимеда).

Как видно из рис. 4, ρ можно задать как конструкционный параметр при $\varphi = 2\pi$. Пусть $\rho = L$ при $\varphi = 2\pi$.

Тогда из уравнения (12) определяем параметр a:

$$a = \frac{L}{2\pi}. \qquad (13)$$

Таким образом, получаем необходимое уравнение спирали Архимеда:

$$\rho = \frac{L}{2\pi}\varphi. \qquad (14)$$

Как известно, уравнение спирали Архимеда в декартовой системе координат xOy имеет вид:

$$\sqrt{x^2 + y^2} = a \cdot arctg\,\frac{y}{x}. \qquad (15)$$

Учитывая выражение (13), получаем:

$$\sqrt{x^2 + y^2} = \frac{L}{2\pi} \cdot arctg\,\frac{y}{x}. \qquad (16)$$

Тогда уравнение вязи в декартовой системе координат xOy будет иметь вид:

$$f(x, y) = \sqrt{x^2 + y^2} - \frac{L}{2\pi} arctg\,\frac{y}{x} = 0. \qquad (17)$$

Таким образом, присоединяя к системе уравнений (11) уравнения вязи (17), получаем следующую систему уравнений: где: – $\cos\left(\widehat{x, \overline{N}_д}\right), \cos(\widehat{y, \overline{N}_д})$ направляющие косинусы вектора $\overline{N}_д$ к осям Ox и Oy соответственно, $\cos(\widehat{\dot{x}, \bar{v}}), \cos(\widehat{\dot{y}, \bar{v}})$ – направляющие косинусы вектора скорости $\bar{v}$ поступательного движения зерна в пространстве между декой и вальцом к осям Ox и Oy соответственно, $\dot{x}, \dot{y}$ – проекции вектора скорости $\bar{v}$ на оси координат Ox и Oy соответственно. Из [21] известно, что упомянутые направляющие косинусы равны:

$$\cos\left(\widehat{x, \overline{N}_д}\right) = \frac{df}{dx} \cdot \frac{1}{\Delta f},$$
$$\cos\left(\widehat{y, \overline{N}_д}\right) = \frac{df}{dy} \cdot \frac{1}{\Delta f} \qquad (19)$$
$$\cos(\widehat{\dot{x}, \bar{v}}) = \frac{\dot{x}}{v}, \cos(\widehat{\dot{y}, \bar{v}}) = \frac{\dot{y}}{v},$$

где: $f(x, y) = 0$ – уравнение вязи (линии или поверхности, по которой движется материальная частица); Δf – модуль градиента функции $f(x, y)$; v – модуль вектора скорости материальной частицы.

Согласно [21], модуль градиента функции и модуль скорости равны:

$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2}, \qquad (20)$$

$$v = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}. \qquad (21)$$

Вычислим частные производные и модуль градиента функции, которые входят в выражения (19). Получим:

$$\frac{\partial f}{\partial x} = \frac{2\pi x\sqrt{x^2 + y^2} + Ly}{2\pi(x^2 + y^2)}$$
$$\frac{\partial f}{\partial y} = \frac{2\pi y\sqrt{x^2 + y^2} - Lx}{2\pi(x^2 + y^2)}. \qquad (22)$$

Учитывая выражение (20) и выражения (22), после ряда преобразований получим:

$$\Delta f = \sqrt{1 + \frac{L^2}{4\pi^2(x^2 + y^2)}}. \qquad (23)$$

После подстановки выражений (19)–(23) в систему уравнений (18), эта система примет вид:

Решение этой системы с помощью численных методов позволяет определить положение и скорость частицы в рабочем зазоре в любой момент времени.

ВЫВОДЫ

1. Обоснована рациональная конструктивно-функциональная схема одновальцового (вальцоводекового) измельчителя зерна для небольших фермерских и частных хозяйств.

2. Показана зависимость угла затягивания зерна вальцом от геометрических и технологических параметров вальцоводековой дробилки и размеров зерна.

3. Определено условие затягивания зерна в рабочий зазор, построена расчетная математическая модель движения зерна между

вальцом и декой, что дает возможность определить скорость перемещения зерна в рабочем зазоре и положение частиц в рабочей камере. Предложена рациональная форма деки в виде спирали Архимеда, позволяющая обеспечить оптимальные условия измельчения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Culpin C. 1981. Farm Machinery: 10th Edition. / Claud Culpin. – London: Granada. – 450.

2. Deklar. patent 2000. Deklar. Patent na vynakhid №29113 A Ukrayina MPK B02C 4/08. Tryval'ts'ovyy kombikormovyy ahrehat / Revenko I.I., Ivanov O.V., Pylypenko O.M., Potapova S.Ye.; zayavnyk ta patentovlasnyk Natsional'nyy ahrarnyy universytet – № 98010143; zayavl. 13.01.1998; opubl. 16.10.2000, Byul. № 5–II.

3. Deklar. patent 2004. Deklar. Patent na vynakhid №67539 A Ukrayina MPK B02C 4/10. Val'ts'ova drobarka zerna / Revenko I.I., Pylypenko O.M., Potapova S.Ye.; zayavnyk ta patentovlasnyk Natsional'nyy ahrarny yuniversytet. – № 2003109206; zayavl. 13.10.2003; opubl. 15.06.2004, Byul. № 6.

4. Dorofeev N.S. 1985. Obosnovanie energosberegajushhih tehnologicheskih shem izmel'chenija furazhnogo zerna / N.S. Dorofeev // Mashiny i oborudovaniedljazhivotnovodstva : tr. VNIIKOMZh. – M. – 85–94.

5. Gorjachkin V.P. 1965. Sobraniesochinenij : v 3 t. / V.P. Gorjachkin – M.: Kolos. – T. 3. – 384.

6. Kovbasa V. 2012. Analiz processa podachi zernav rabochuju kameru izmel'chitelja / V. Kovbasa, V. Solomka, O. Solomka //MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Vol. 14. No 3. – 47–55.

7. Kulakovskij I.V. 1986. Mashiny i oborudovanie dlja obrabotki zerna i korneklubneplodov / I.V. Kulakovskij, F.S. Kirpichnikov. – M.: Rossel'hozizdat. – 55.

8. Mekhanizatsiya 2004. Mekhanizatsiya i avtomatyzatsiya tvarynnytstva : pidruchnyk / I.I. Revenko, A.I. Okocha, Ye.L. Zhulay [ta in.]; za red. Revenka I.I. – K.: Vyshcha osvita. – 399.

9. Mel'nikov S.V. 1978. Mehanizacija i avtomatizacija zhivotnovodcheskih ferm / S.V. Mel'nikov. – L.: Kolos. – 560.

10. Patent 2006. Patent na korysnu model' №18090, Ukrayina MPK (2006.01) B02C 4/10. Val'tsedekova drobarka / Revenko I.I., Potapova S.Ye., Pylypenko O.M.; zayavnyk ta patentovlasnyk Natsional'nyy ahrarnyy universytet – № u200605659; zayavl. 23.05.2006; opubl. 16.10.2006, Byul. № 10.

11. Patent 2008. Patent na korysnu model' №35979, Ukrayina MPK (2006) B02C 4/00. Rotorno-dekova drobarka / Revenko I.I., Potapova S.Ye., Revenko Yu.I.; zayavnyk ta patentovlasnyk Natsional'nyy ahrarnyy universytet – № u200805882; zayavl. 06.05.2008; opubl. 10.10.2008, Byul. № 19.

12. Patent 2008. Patent na korysnu model' №35980, Ukrayina MPK (2006) B02C 4/00. Val'tse-dekovadrobarka / Revenko I.I., Potapova S.Ye., Revenko Yu.I.; zayavnyk ta patentovlasnyk Natsional'nyy ahrarnyy universytet – № u200805883; zayavl. 06.05.2008; opubl. 10.10.2008, Byul. № 19.

13. Potapova S. 2013. Klassifikacija i ocenka izmel'chitelej zerna / S. Potapova // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Vol. 15. No 3. – 349–356.

14. Potapova S.Ye. 2014. Obgruntuvannya osnovnykh parametriv odnoval'tsevoyi zernodrobarky: avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.05.11 – "Mashyny i zasoby mekhanizatsiyi sil's'kohospodars'koho vyrobnytstva" / S.Ye. Potapova. – Kyyiv. – 23.

15. Pylypaka S. 2013. Konstruirovanie ploskih krivyh v poljarnoj sisteme koordinat za zadannymi svojstvami pri vrashhenii ih vokrug poljusa – MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Vol. 15. No 3. –163–170.

16. Revenko I.I. 2009. Mashyny ta obladnannya dlya tvarynnytstva: pidruch. / I.I. Revenko, M.V. Brahinets', V.I. Rebenko. – K.: Kondor. – 731.

17. Syrovatka V.I. 1997. Koncepcija razvitija tehnologij i tehnicheskih sredstv proizvodstva kombikormov v hozjajstvah / V.I. Syrovatka, N.M. Morozov. – Podol'sk: VNIIMZh. – 62.

18. Syrovatka V.I. 1991. Proizvodstvo kombikormov v hozjajstvah / V.I. Syrovatka, S.G. Kartashov. – M.: Rosagropromizdat. – 39.

19. Targ S.M. 1986. Kratkiy kurs teoretich-eskoy mekhaniki: uchebn. [dlya vyssh. tekhnich. zavedennyy] / S.M. Targ. –M.: Vyssh. shk. –416.

20. Tregub L.I. 1990. Kormocehi svinovodcheskih ferm i kompleksov / L.I. Tregub, N.M. Pravatov. – M.: Agropromizdat. – 207.

21. Vasylenko P.M. 1996. Vvedenye v zemledel'cheskuyu mekhanyku / P.M. Vasylenko – K.: Sil'hosposvita. – 251.

22. Vasilenko P.M. 1980. Metodika postroenija raschetnyh modelej funkcionirovanija mehanicheskih sistem / P.M. Vasilenko, V.L. Vasilenko. – K.: USHA. – 135.

23. Vasilenko P.M. 1960. Teorija dvizhenija chasticy po sherohovatym poverhnostjam sel'skohozjajstvennyh mashin / Vasilenko P.M. – K.: Izd-vo UASHN. – 283.

24. Yaseneckij V.A. 1990. Mashiny dlja izmel'chenija kormov. / V.A. Yaseneckij, P.V. Goncharenko; pod red. L.V. Pogorelogo. – K.: Tehnika. – 166.

25. Zhislin Ja.M. 1981. Oborudovanie dlja proizvodstva kombikormov, obogatitel'nyh smesej i premiksov/ Ja.M. Zhislin. – [2-e izd.] – M.: Kolos. – 319.

MATHEMATICAL MODEL OF GRAIN'S MOVEMENT IN WORKING GAP OF SINGLE-ROLL GRAIN CRUSHER.

Summary: Rational scheme of the single-roll (roll-and-deck) grain crusher has been substantiated. Mathematical model of grain's movement in the working gap has been built by author. The rational scheme of an odnovaltsovy (valtsovodekovy) grinder of grain is proved. The mathematical model of the movement of grain in a working gap is constructed. Dependence of a corner of a tightening of grain is shown to rollers from geometrical and technological parameters of a valtsovodekovy crusher and the sizes of grain. Dependence of a corner of a tightening of grain is shown to rollers from geometrical and technological parameters of a valtsovodekovy crusher and the sizes of grain. The grain tightening condition in a working gap is defined, the settlement mathematical model of the movement of grain between rollers and a sound board that gives the chance to determine the speed of movement of grain in a working gap and the provision of particles in the working camera is constructed. The rational form of a sound board in the form of Archimedes's spiral allowing to provide optimum conditions of crushing is offered.

Key words: roller grinder grain, roll-and-deck crusher, kinematical and geometrical parameters, math model's of the grain's motion.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИИ ПОЧВЫ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ХОДОВЫХ СИСТЕМ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Александр Лысый, Виктор Третяк

Национальный научный центр "Институт механизации и электрификации сельского хозяйства"
Ул. Вокзальна, 11, п.г.т. Глеваха, Киевская обл., Украина.
E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Alexander Lysy, Victor Tretyak

National Scientific Centre "Institute for Agricultural Engineering and Electrification"
Str. Vokzalna 11, Glevakha, Vasylkiv District, Kyiv Region, Ukraine.
E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В статье предложена математическая модель для изучения перемещений подпахотных слоев почвы под воздействием колесных ходовых систем**.** Увеличение давления на почву и числа проходов движителей агрегатов приводит к ее переуплотнению на глубинах до 100 см и более. В связи с тем что максимальная глубина разуплотнения почвы рабочими органами распространенных почвообрабатывающих машин не превышает 32 см, то процесс переуплотнения носит кумулятивный характер. Уплотнение почвы приводит к ухудшению водно-воздушного режима слоях почвы, что в свою очередь приводит к уменьшению инфильтрации уплотненного слоя и переувлажнении его верхнего слоя. Ухудшаются условия питания растений удобрениями, замедляется рост и развитие корней растений, что в конечном итоге приводит к существенному снижению урожайности сельскохозяйственных культур недопустимо, это приводить к существенному ухудшению условий роста и развития растений, а восстановление оптимальной плотности в этих слоях энергозатратно.

Ключевые слова: математическая модель, подпахотная деформация почвы, колебания, ходовые системы.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Одним из факторов, которые ограничивают рост и развитие растений, является чрезмерное уплотнение почвы.

Сельскому хозяйству Украины необходимо более 240 тис. тракторов для успешного выполнения сельскохозяйственных работ. Но нужно учесть что ходовые системы данных тракторов будут уплотнять почву, тем самым ухудшать плодородие почвы. [1, 2]

Увеличение давления на почву и числа проходов движителей машинно-тракторных агрегатов (МТА) приводит к ее переуплотнению на глубинах до 100 см и более. В связи с тем что максимальная глубина разуплотнения почвы рабочими органами распространенных почвообрабатывающих машин не превышает 32 см, то процесс переуплотнения носит кумулятивный характер.

Уплотнение почвы приводит к ухудшению водно-воздушного режима слоях почвы, что в свою очередь приводит к уменьшению инфильтрации уплотненного слоя и переувлажнении его верхнего слоя. Ухудшаются условия питания растений удобрениями, замедляется рост и развитие корней растений, что в конечном итоге приводит к существенному снижению урожайности сельскохозяйственных культур. Так, по данным Yesse T. [3] в уплотненной почве скорость роста корней пшеницы почти в три раза меньше по сравнению с почвой оптимальной плотности.

Из вышесказанного следует, что в процессе выполнения технологических операций переуплотнение почвы в пахотном слое 0–30 см, то есть в зоне действия рабочих органов традиционных почвообрабатывающих орудий является нежелательным, но допустимо. Переуплотнение почвы в слоях ниже 30 см. недопустимо, это приводит к суще-

ственному ухудшению условий роста и развития растений, а восстановление оптимальной плотности в этих слоях энергозатратно.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Проведено много исследований, посвященных установлению закономерностей деформации грунта во время выполнения технологической операции МТА [4–8], но из-за сложности исследований получить исчерпывающие зависимости пока не удается.

При проведении физических исследований веществ и решении технологических задач широко используются реологические методы, которые можно применить и к почве. Исследователи для описания поведения почвы применяли модели Максвелла, Кельвина и др. Для грунта реологическую модель разработал А.С. Кушнарев [9].

Наряду с нелинейной моделью Кулона–Мора, основанной на параметрах грунта, которые хорошо известны в инженерной практике были рассмотрены модели, относящиеся к классу напряженного состояния грунта, основные показатели которых представлены в работах Н.М. Герсеванова, В.А. Флорина, Ю.К. Зарецкого, З.Г. Тер–Мартиросяна и др. Обобщая их и учитывая, что грунт – многокомпонентная система, изменяющаяся во времени, используется как основание, среда или материал в строительстве, дополнительно к модели Кулона–Мора в качестве основной предлагается упругопластическая гиперболическая модель, придающая новое свойство упрочняющего грунта, обуславливающее процесс его образования [10].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Проверка адекватности математической модели реальной деформации подпахотных слоев почвы от воздействия ходовых систем МТА.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Из теории прочности известно, что деформацию тел можно разделить на упругие и пластические составляющие. Для исследования подпахотных деформаций почвы проведены следующие упрощения. Предполагаем, что почва имеет на глубине исследований анизотропную структуру и одинаковую плотность. Кроме того, целью исследований является изучение изменения характеристик почвы в подпахотном слое, где по результатам происходят не значительные пластические деформации, которые на протяжении нескольких лет практически восстанавливаются. Поэтому с определенными погрешностями можно исследовать модель грунта с упругими деформациями корда действие нагрузок происходит в течении короткого времени (доли секунды).

Исследователями установлены зависимости эпюр напряжений в почве под действием пневматических шин тракторов. На рисунке *1* представлены типичные усредненные, нормальные напряжения от ходовой системы трактора [11].

Непрерывное изменение градиента распространения давления в почве упрощенно можно заменить рядом детерминированных эпюр как это показано на рисунке *1*. В соответствии ГОСТ 20915 – 75 [12], при исследованиях пробы детерминировано берутся с разных глубин через 5 или 10см. Учитывая рекомендации этого ГОСТа, при разработке математической модели исследовались процессы, проходящие с определенным шагом изменения глубины. В этом случае упрощается сравнение результатов

математического моделирования с результатами экспериментальных исследований.

Нижние слои почвы после прохода колес, благодаря ее упругим свойствам, частично восстанавливается в первоначальное состояние, а в верхние горизонты сохраняют значительную остаточную деформацию более продолжительное время.

В исследованиях В. П. Горячкина [13], И. И. Артоболевского [14], В. В. Бледных [15, 16], Г. Н. Синеокова [17, 18], С. Н. Капова [19], А. П. Иофинова [20], Сикорский И.А. [21], Ворокосов И.В. [22], Золотаревская Д.И. [23] и других ученых доказана возможность обоснования параметров рабочих органов и почвообрабатывающих орудий на основе математических моделей.

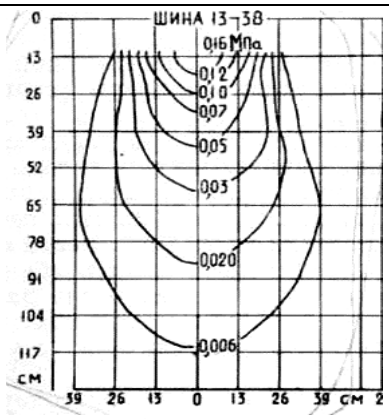


Рис. 1. Схема напряжений в почве от пневматического колеса

Fig. 1. Scheme of the stress in the soil by pneumatic wheels

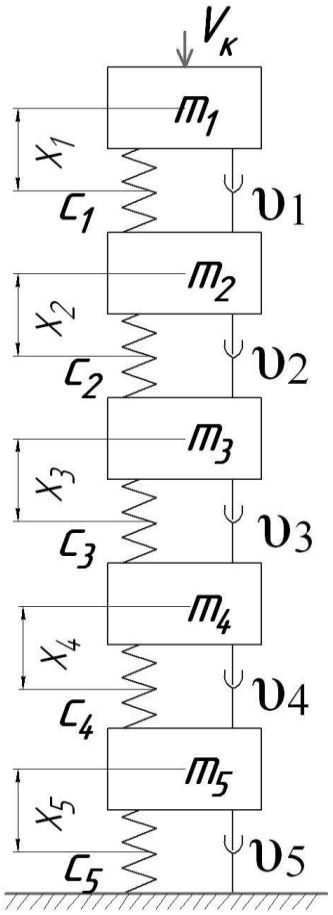
Математическую модель упругих деформаций почвы можно представить как ряд масс которые соединены между собой с помощью упругих демпфирующих элементов, как показано на рис. *2*. Эти массы приводяться в движение под. действием силы одного из колес ходовой системы ТТС.

Для решения нашей задачи за систему обобщенных координат принимаем расстояния до реального положений масс от положенья, у которого все упругие связи находятся в ненапряженном состоянии.

После преобразования система уравнений будет иметь вид (рис. 2).

Для решения этой системы необходимо определить *c* величины эквивалентных масс (m_i), коэффициентами жесткости (c_i) и демпфирования (γ_i).

На основании полевых исследований определения величин изменения давления на разных глубинах почвенной среды под воздействием шин 670/75R32 установленных на экспериментальном тракторе ХТЗ–22021 (рис. *3*) в среде:



$V_к$ – скорость образования колеи от колеса трактора; *m* – масса пласта почвы; *c* – упругость; *υ* – жесткость; x – относительное перемещение эквивалентных масс почвы;

Рис. 2. Эквивалентная динамическая модель почвы

Fig. 2. Equivalent dynamic model of soil

$$\begin{cases} m1\cdot\frac{d^2}{dt^2}x1 = c1\cdot(x1-x2)-v1\cdot\left(\frac{d}{dt}x1-\frac{d}{dt}x2\right) \\ m2\cdot\frac{d^2}{dt^2}x2 = c1\cdot(x1-x2)+v1\cdot\left(\frac{d}{dt}x1-\frac{d}{dt}x2\right)-c2\cdot(x2-x3)-v2\cdot\left(\frac{d}{dt}x2-\frac{d}{dt}x3\right) \\ m3\cdot\frac{d^2}{dt^2}x3 = c2\cdot(x2-x3)+v2\cdot\left(\frac{d}{dt}x2-\frac{d}{dt}x3\right)-c3\cdot(x3-x4)-v3\cdot\left(\frac{d}{dt}x3-\frac{d}{dt}x4\right) \\ m4\cdot\frac{d^2}{dt^2}x4 = c3\cdot(x3-x4)+v3\cdot\left(\frac{d}{dt}x3-\frac{d}{dt}x4\right)-c4\cdot(x4-x5)-v4\cdot\left(\frac{d}{dt}x4-\frac{d}{dt}x5\right) \\ m5\cdot\frac{d^2}{dt^2}x5 = c4\cdot(x4-x5)+v4\cdot\left(\frac{d}{dt}x4-\frac{d}{dt}x5\right)-c5\cdot x5-v5\cdot x5 \end{cases}$$



Рис. 3. Трактор ХТЗ – 2202 з шинами 670/75R32
Fig. 3. Tractor HTZ – 22021 tires 670/75R32

Solidworks были построены эквивалентные объемные грунтовые оболочки в виде эпюр давления аналогичных рисунку *1*.

Произведением величин эквивалентных объемов грунтовых оболочек на плотность почвы получены величины эквивалентных масс для моделирования.

Результаты построения модели почвы в среде Solidworks приведены в таблице *1* с учетом средней плотности – 1.2г / см^3.

Таким образом для математической модели определяются реальные массы M_1, M_2, M_3, M_4, M_5.

Жесткость элементов колебательной системы определяется зависимостью:

$$c = \frac{4\pi^2 m}{T^2} \quad (1)$$

где: m – величина колеблющихся массы, T – период колебаний.

Величины колебаний и их период определялись с помощью гидравлических манометров, которые вставлялись через 10 см в горизонтальных шпурах длиной 90 см в шурф максимальной глубиной 80 см, как показано на рис. 4.

Таблица 1. Результаты расчетов по определению эквивалентных слоев почвы
Table 1. Results of calculations to determine the equivalent soil layers

№ эквивалентного слоя почвы с равным давлением	Объем, дм^3	Масса, кг
1	23,1	27,6
2	59,3	70,8
3	65,5	78
4	90,4	108
5	102,4	122,4

Колеса трактора ХТЗ–22021 двигались над чувствительными элементами гидравлических манометров на расстоянии 40 см от края шурфа. Показатели гидравлических манометров выводились на общую шкалу и фиксировались с помощью киносъемки. Расшифровка киносъемки показала, что средний период колебаний масс грунта на различных глубинах составил 4,07 с. Тогда средняя жесткость составила 5000 Н/м. коэффициенты демпфирования определялись по зависимости:

$$\upsilon = \frac{2m \cdot \ln \dfrac{A(t)}{A(t+T)}}{T}, \qquad (2)$$

где: T – период колебаний,

t – текущее время,

A – амплитуда колебаний,

m – величина колеблющихся массы.

Численные значения величин этой зависимости также определялись из материалов киносъемки. В результате расчетов υ = 900. Системы дифференциальных уравнений осуществлялось с помощью программы Mathcad 10. Моделирование начиналось приложением начальной скорости с вертикальной составляющей, к массе m_1 которая появляется при колееобразовании колесом трактора. В результате обработки экспериментальных данных x_i = 0,04. Начальные условия величин (скорости) принимались равными нулю. Для определения начальных условий величин x_1,x_2,x_3,x_4,x_5, проводились расчеты состояния системы затухающих колебаний в течение 100 с. За это время значение амплитуды уменьшалось до 0,001%, эта погрешность мало влияла на результаты расчетов.

В результате математического моделирования нами получены параметры движения почвенных масс.

В процессе моделирования скорость движущихся масс уменьшается через 3,5 – 4 секунды до величин близких к нулю, чем и ограничивалось время расчета. Величины перемещений этих масс приведены в табл. *2*.

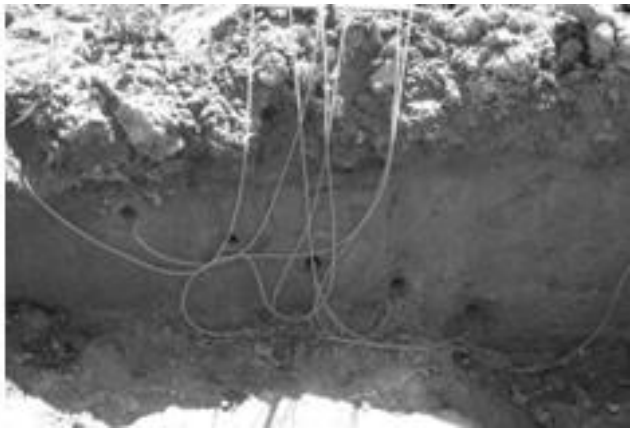


Рис. 4. Размещение гидростатических датчиков в шурфе
Fig. 4. Placement of hydrostatic sensors in the pit

Таблица 2. Амплитуды колебания эквивалентных масс грунта
Table 2. The oscillation amplitudes of equivalent mass of soil

Глибина	Амплитуда колебаний,
27,6	0,00348
70,8	0,00297
78	0,00246
108	0,00181
122,4	0,00115

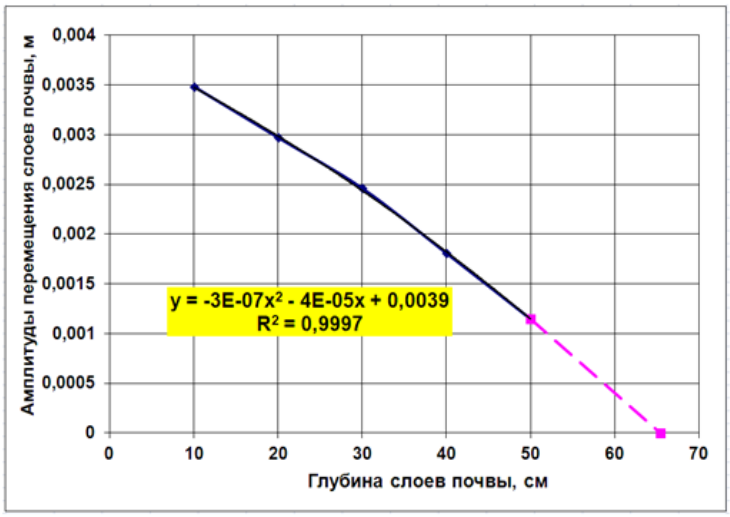


Рис. 5. Определение глубины затухания колебаний в почве по результатам математического моделирования

Fig. 5. Determination of the depth of oscillation damping in the soil as a result of mathematical modelling

По результатам значений приведённых в этой таблице строится график представленный на рис. 5.

Аппроксимация данного графика проведена с помощью квадратной параболы.

$$y = -3 \cdot 10^{-7} x^2 - 4 \cdot 10^{-5} x + 0.0039 = 65.41 \quad (3)$$

Дальнейший анализ показывает, что эта линия интерполяции пересечет ось абсцисс в точке 65.41 см, т.е. расчеты показывают, что на глубине 65,41см движение почвы отсутствует. При проведении экспериментальной киносъемки подтверждено, что движение менисков гидравлического манометра с глубины 70 см не наблюдалось, а мениск манометра 60 см двигался с амплитудой значительно меньше цены деления шкалы (1 см). Следователь результаты математического моделирования совпадают с проведенными экспериментальными исследованиями.

ВЫВОДЫ

Предложенная математическая модель может использоваться для исследований процессов движения почвенных масс в подпахотных слоях почвы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Gukov Ya. S. 2003. Stan mekhanizatsiï sil's'kogospodars'kogo virobnitstva Ukraïni / Ya. S. Gukov, M. I. Gritsishin // Mekhanizatsiya sil's'kogospodars'kogo virobnitstva : zbirnik nauko–vikh prats' / Natsional'niy agrarniy universitet. – K. – T. 14. – 64–71.

2. Halanets V. 2014. Razvytye ahrarnoy polytyky v Ukrayne v uslovyyakh ekonomycheskoho kryzysa / V. Halanets. – MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin. – Vol. 15. № 4. – 159–166.

3. Yesse T. 1984. Deep ploughing and liming of stratified clay loam. Environment Canada. – 14.

4. Golub G. 2014. Modelirovanie ekspluatatsionnykh pokazateley raboty MTA na dizel'nom biotoplive. / Golub G., Chuba V. //

MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin. – Vol. 16. № 3. – 66–73.

5. Pokrovskiy G.I. 1937. Issledovaniya po fizike gruntov. M.; L. – 64.

6. Pokrovskiy G.I., Bulychev V.T. 1934. O deformatsii szhatiya gruntov. – Tr. Vsesoyuznogo in–ta osnovaniy i sooruzheniy. M. – 140.

7. Tsytovich N.A. 1983. Mekhanika gruntov. M. – 288.

8. Birulya A.K. 1950. Deformatsiya i uplotnenie grunta pri kachenii kolesa. – Tr. Kharkovskogo avtodor. in–ta vyp. 10, – 18–26.

9. Kushnarev A.S. 1980. Mekhaniko-tekhnologicheskie osnovy protsessa vozdey-stviya rabochikh orga–nov pochvoobrabaty-vayushchikh mashin i orudiy na pochvu: dis. … dokt. tekhn. nauk. – Melitopol', 80.

10. http://www.confcontact.com/20110225/tn2_tuloh.php.

11. Cohron G.T. 1971. Forces Cousing Soil Compaction. – In: Compaction of Agricbltural Soil., St. Ioseph, USA, 1971, – 106 –122.

12. GOST 20915–75 1976. Sel'skokhozyaystvennaya tekhnika. Metody opredeleniya usloviy ispytaniy – 18.

13. Goryachkin, V.P. 1940. O fiziko–mekhanicheskikh i agrotekhnicheskikh svoystvakh pochvy / V.P. Goryachkin // Sobr. soch.: V 7 t. – M.: Sel'khozgiz. T.4. – 237–246.

14. Artobolevskiy I. I. 1977. Dinamika mashinnykh agregatov na predel'nykh rezhimakh dvizheniya. M. : Nauka. – 24.

15. Blednykh V. V. 2010. Ustroystvo, raschet i proektirovanie pochvoobrabatyvayushchikh orudiy. Chelyabinsk. – 203.

16. Pochvoobrabatyvayushchie 2004. i posevnye mashiny : kurs lektsiy / V. V. Blednykh [i dr.]. Chelya–binsk. – 235.

17. Sineokov G. N. 1965. Proektirovanie pochvoobrabatyvayushchikh mashin. M. :Mashinostroenie. – 312.

18. Sineokov G. N., Panov I. M. 1977. Teoriya i raschet ochvoobrabatyvayushchikh mashin. M. : Mashi–nostroenie. – 328.

19. Kapov S. N., Rakhimov I. R. 2001. Modeli pochvy v zemledel'cheskoy mekhanike // Tezisy dokl. na XI nauch.–tekhn. konf. ChGAU. Chelyabinsk. – 322–324.

20. Iofinov S. A., Mintsberg B. L. 1971. Opredelenie eksplutatsionnykh parametrov i pokazate–ley raboty agregatov pri veroyatnostnom kharaktere issleduemykh velichin // Mekh. i elektr. sots. sel. khoz–va. № 12. – 42–46.

21. Rekomendatsii 1986. po intensivnoy tekhnologii vozdelyvaniya yarovoy pshenitsy v Kurganskoy oblasti / I. A. Sikorskiy [i dr.]. Kurgan : Sovetskoe Zaural'ye. – 4.

22. Vorokosov Igor' Vladimirovich 2010. Razrabotka skhemy i obosnovanie parametrov kombini–rovannogo universal'nogo orudiya dlya obrabotki pochvy i poseva k traktoram klassa tyagi 20–30 kN spetsial'nost' 05.20.01 – tekhnologii i sredstva mekhanizatsii sel'skogo khozyaystva dissertatsiya na soiskanie uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk. – 26.

23. Zolotarevskaya D.I. 1974. Zavisimost' mezhdu szhimayushchimi napryazheniyami i osadkoy pochvy. – Mekhan. i elektr. sots. sel'skogo khozyaystva, №8, – 30–32.

MATHEMATICAL SIMULATION OF STRAIN SOIL UNDER THE ACTION OF RUNNING SYSTEMS OF TRACTION VEHICLES

Summary. In the article a mathematical model for the study of motion-hood soil layers under the influence of wheel undercarriage. Increasing the pressure on the soil and the number of passes propulsion units results in its compaction at depths of up to 100 cm and more. Due to the fact that the maximum depth of the decompression of the soil working organs of tillers common does not exceed 32 cm, the compaction process is cumulative. Soil compaction leads to deterioration of the water-air mode soil layers, which in turn leads to a reduction in the infiltration of the packed bed and its re-wetting of the upper layer. Deteriorating conditions of the power plant fertilizers, slowing growth and development of plant roots, which ultimately leads to a substantial reduction in crop yields is unacceptable, this leads to a significant deterioration of the conditions of plant growth and development, and the restoration of optimal density in these layers of energy consuming.

Key words: mathematical model, subsurface soil deformation, vibration driving system.

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ЗЕРНОВКИ ПРИ ИМПУЛЬСНО–ПЕРИОДИЧЕСКОМ ПОДВЕДЕНИИ ЭНЕРГИИ ИНФРАКРАСНЫМ ИЗЛУЧЕНИЕМ

Роман Калиниченко

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: rkalinichenko@ukr.net

Roman Kalinichenko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: rkalinichenko@ukr.net

Аннотация. В статье рассмотрены аналитические математические модели нагревания зерновки инфракрасным излучением и охлаждения при импульсно–периодическом подведении энергии к материалу. Увеличение производства зерна, уменьшения его потерь и качества на всех этапах послеуборочной обработки, дальнейшего хранения и переработки являются ключевыми факторами развития агропромышленного комплекса страны. Наиболее распространенным способом долговременного хранения зерна является его хранение в сухом состоянии при умеренной температуре, как следствие, наиболее ресурсозатратными операциями послеуборочной обработки зерна являются сушка и охлаждение. Повышение эффективности доведения зерна до кондиционного за влажностью и температурой состояния достигается интенсификацией процессов, уменьшением энергозатрат, сохранением и повышением качества зерна.

Ключевые слова: инфракрасное излучение, нагревание зерна, температурное поле, виброкипящий слой.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Увеличение производства зерна, уменьшения его потерь и качества на всех этапах послеуборочной обработки, дальнейшего хранения и переработки являются ключевыми факторами развития агропромышленного комплекса страны. Наиболее распространенным способом долговременного хранения зерна является его хранение в сухом состоянии при умеренной температуре, как следствие, наиболее ресурсозатратными операциями послеуборочной обработки зерна являются сушка и охлаждение. Повышение эффективности доведения зерна до кондиционного за влажностью и температурой состояния достигается интенсификацией процессов, уменьшением энергозатрат, сохранением и повышением качества зерна.

Сушка зерна инфракрасным излучением (ИК–излучение) имеет существенные преимущества перед традиционным, конвективным методом, который наиболее широко используется в АПК [22]. В первую очередь это экономический эффект, по данным [20] для уменьшения влажности с 21% до 14% нужно на 40% меньше времени чем при традиционной сушке. Зерно, высушенное инфракрасным излучением, не критическое к условиям хранение и стойкое к развитию микрофлоры [3]. В работе [4] отмечено, что использование ИК-излучения при кондиционировании зерна обеспечивает высшие выходы муки и улучшает ее хлебопекарские качества. Возможность создавать ИК–излучением большие концентрации тепловой энергии в поверхностных слоях продукта позволяет проводить дезинсекцию зерна [3,4] (без ядовитых химических препаратов и вредных электромагнитных полей и облучений) и микронизацию для повышения кормового качества продукта [17].

Установки для термообработки зерна ИК-излучением применяют также для предварительного нагрева зерна перед конвективной сушкой [5], для предпосевной стиму-

ляции семян [11]. Однако инфракрасная термообработка зерна в практике хозяйств используется недостаточно из–за несовершенства аппаратного оформления процесса.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Вопросами теоретических исследований и практического применения ИК–излучения для сушки и термообработки зерноматериалов посвящено большое количество работ [2, 4, 8, 9, 12, 21], их анализ дает возможность определить высокую технологическую эффективность процессов обработки зерна инфракрасным излучением [6].

В процессах сушки удельные энергозатраты наименьшие при радиационном способе подведения энергии [8,16], но при высокоинтенсивных процессах (микронизации) энергетические показатели повышаются (140–145 кВт/год на тонну продукта [7]). Одним из основных резервов снижения удельных расходов энергии, наряду из другими техническими решениями совершенствования оборудования, является приближение излучателя к поверхности зернового слоя, так как энергия, которая передается материалу обратно–пропорциональная квадрату расстояния между излучателем и материалом, это приводит к увеличению теплового потока, который падает на зерновку [10].

Увеличение теплового потока, который воспринимается поверхностью зерна, существенно интенсифицирует процесс, но при этом может иметь место подгорание материала.

Это объясняется тем, что зерно имеет высокую термочувствительность и влагоинерционность. Характеристикой влагоинерционности является число Лыкова:

$$\mathrm{Lu} = \frac{\mathrm{a_m}}{\mathrm{a}} \approx \frac{1\cdot 10^{-11}}{1\cdot 10^{-8}} = 0{,}3\cdot 10^{-3}, \qquad (1)$$

где: a_m – коэффициент диффузии влаги в материале; a – коэффициент температуропроводности.

Малое значение числа Лыкова указывает на то, что зерно быстро нагревается к критической температуре, но медленно отдает влагу в процессе сушки, из этого следует – интенсификация процесса ограничивается опасностью перегрева зерна и скоростью внутреннего влагопереноса. Для исключения явления перегрева материала и одновременно уменьшения удельных расходов энергии применяют импульсную обработку зерновой массы ИК–излучением с периодической отлежкой [19], то есть периоды нагрева $\tau_{нагр}$ зерна чередуются с периодами отлёжки $\tau_{отл}$. Такой режим термообработки зерна позволяет руководить развитием температурных полей в зерновке, осуществлять направленное изменение структурных, физико–химических, биохимических показателей обрабатываемого зерна. Для повышения энергоэффективности процесса длительность нагрева должна быть минимальной, а длительность отлёжки иметь оптимальное значение: при малом периоде отлёжки выравнивание температуры в зерновке будет недостаточной, при большом, растет общая длительность процесса [18].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью исследования является получение математического описания динамики температурного поля зерновки при импульсном инфракрасном нагревании материала и периодической отлежке зерна для определения рациональных осциллирующих режимов термообработки зерна ИК–излучением дифференцированных по виду термообработки (предварительный нагрев, сушка, дезинсекция, микронизация).

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Рассмотрим терморадиационную установку зерна в которой нагревание зерна и удаление влаги происходит за счет теплоты, которая бесконтактно передается излучениям от светлых нагревателей (температура тела накаливания до 1800–2000 ^{0}C) к поверхности материала. ИК-нагреватели устанавливают над вибротранспортером на котором размещен слой зерна (толщина слоя – 2–3 зерновки) параллельно внешней поверхности. Для создания направленного потока лу-

чевой энергии от ИК-нагревателей на слой зерна над нагревателями размещён отражающий экран. Вибрационная транспортировка зерна вдоль ИК–нагревателей сопровождается интенсивным перемешиванием и контактом зерен, вследствие этого происходит выравнивание температуры в объеме слоя [10] рис. 1.

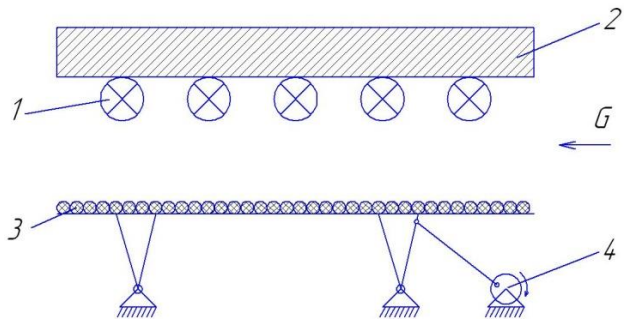


Рис. 1. Схема терморадиационной установки: 1 – излучатель; 2 – экран; 3 – зерно; 4 – вибровозбудитель

Fig. 1. Schematic thermoradiation installation: 1 – radiator; 2 – the screen; 3 – grain; 4 – vibration exciter

В нашем исследовании рассмотрим динамику изменения температурного поля отдельной зерновки. Тепловой поток, который падает на поверхность зерновки (будем считать, что на всю поверхность, поскольку зерно быстро вращается в виброкипящем слое) в период ИК–нагрева можно определить по зависимости:

$$Q = \frac{P \cdot \eta \cdot A}{F}, \qquad (2)$$

где: P – мощность излучателя, кВт; η – КПД излучателя; A – коэффициент поглощающей способности зерна; F – поверхность, которая облучается, м^2.

Примем форму зерновки в виде шара. Эквивалентный радиус зерновки, определяем, как радиус шара, который имеет объем равный объему средней (по массе) частицы:

$$R_э = \frac{1}{2} \cdot \sqrt[3]{\frac{6 \cdot V}{\pi}}, \qquad (3)$$

где: $V = G/n \cdot \rho_m$ – объем одной зерновки; G и n – соответственно масса произвольной навески зерновок и количество зерновок в навеске, ρ_m – средняя плотность зерновок.

При постоянном тепловом потоке радиальное распределение температуры в зерновке в любой момент времени можно описать уравнением теплопроводности:

$$\frac{\partial t(R,\tau)}{\partial \tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 t(r,\tau)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial t(r,\tau)}{\partial r} \right), \qquad (4)$$

с краевыми условиями:

$$-\frac{\partial t(R,\tau)}{\partial r} + \frac{Q}{\lambda} = 0, \quad \frac{\partial t(0,\tau)}{\partial r} = 0, \quad t(0,\tau) \neq \infty, \; t(r,0) = t_0 . \qquad (5)$$

Решение этой задачи для постоянного теплового потока приведено в [14]:

$$t(r,\tau) = \frac{QR}{\lambda} \left[\frac{3 \cdot a \cdot \tau}{R^2} - \frac{3R^2 - 5r^2}{10R^2} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\mu_n^2 \cos \mu_n} \cdot \frac{R \sin \mu_n \frac{r}{R}}{r \mu_n} \times \exp\left(-\mu_n^2 \frac{a\tau}{R^2} \right) \right] + t_0, \qquad (6)$$

где: a – коэффициент температуропроводности, Вт/м·К; λ – коэффициент теплопроводности, Вт/м·К; μ_n – корни характеристического уравнения – $tg\mu = \mu$.

Для расчетов за формулой (6), результаты на рис. 2, коэффициенты теплопроводности и температуропроводности определяли из эмпирических зависимостей для пшеницы, которые представлены в работе [19] и данных работы [15].

Изменение средней температуры в зерновке в зависимости от времени действия ИК–излучения определяли по формуле[13]:

$$\bar{t}(\tau) = \frac{3}{R^3} \int_0^R r^2 \cdot t(r,\tau) dr. \qquad (7)$$

Кривые изменения средней температуры зерновки представлены на рис. 3 рассчитанные по формулам (6)–(7).

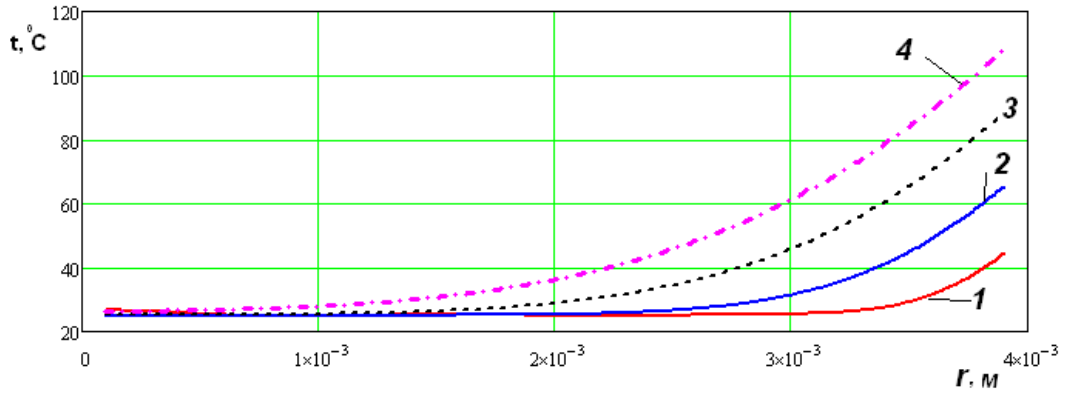


Рис. 2. Распределение температуры в зерновке в зависимости от времени действия ИК излучения, (Q=32 кВт/м^2, λ=0,459 Вт/м·К, a=9,451·10^{-8} Вт/м·К, 1 – $\tau_{нагр}$=1с, 2 – $\tau_{нагр}$=3с, 3 – $\tau_{нагр}$=6с, 4 – $\tau_{нагр}$=9с)

Fig. 2. The temperature distribution in the caryopsis, depending on the time of action of IR radiation (Q=32 кW/m^2, λ=0,459 W/m·K, a=9,451·10^{-8} W/m·K, 1 – τ_{heat}=1с, 2 – τ_{heat}=3с, 3 – τ_{heat}=6с, 4 – τ_{heat}=9с)

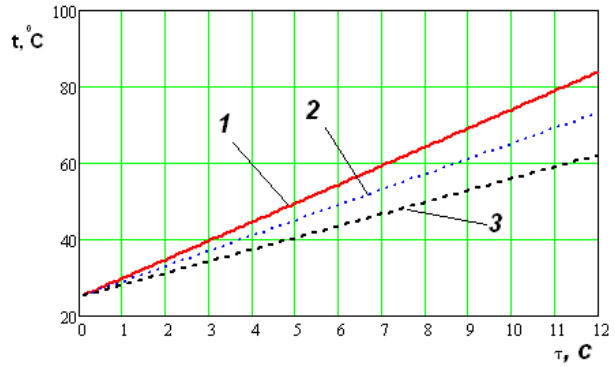


Рис. 3. Изменение средней температуры зерновки в зависимости от времени действия ИК–излучения и мощности теплового потока Q (1 – Q=32 кВт/м^2, 2 – Q =32 кВт/м^2, 3 – Q =20 кВт/м^2)

Fig. 3. The change in average temperature caryopsis depending on the duration of the IR radiation power and heat flux Q (1 – Q=32 kW/m^2, 2 – Q =32 kW/m^2, 3 – Q =20 kW/m^2)

На графиках, представленных на рис. 2, наибольшая температура нагрева наблюдается в поверхностном слое зерновки в конце периода нагревания и она в разы больше температуры центра зерновки. О таком характере нагрева зерна ИК-излучением отмечено в работе [1]. Если принять распределение температуры в зерновке в конце периода нагревания в соответствии с рис. 4.

то аналитически в начале периода отлёжки зерна распределение температуры можно записать в виде:

$$f(r) = t(r,0) = \begin{cases} t_ц, \text{если } 0 \le r \le R - \Lambda, \\ t_п, \text{если } R - \Lambda < r \le R. \end{cases} \quad (8)$$

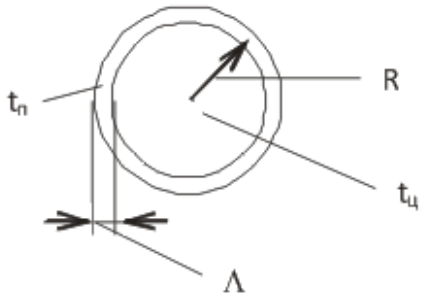


Рис. 4. Схема распределения температуры в зерновке в конце периода нагрева – в начале периода отлёжки

Fig. 4. Scheme caryopsis temperature distribution in the heating period, at the end – at the beginning of binning

Изменение температурного поля зерновки на стадии отлёжки и охлаждение её поверхности окружающим неподогретым воздухом будет происходить при граничных условиях III рода.

Задача охлаждения шара по закону конвекции при начальном распределении температуры $t(r,0)=f(r)$ при граничных условиях III рода будет иметь решение [14]:

$$t(r,\tau)=\sum_{n=1}^{\infty}\left(\frac{2\mu_n}{\mu_n-\sin(\mu_n)\cos(\mu_n)}\times\right.$$
$$\left.\times\cdot\frac{\sin(\mu_n\frac{r}{R})}{r\cdot R}\int_0^R r\cdot f_1(r)\sin(\mu_n\frac{r}{R})dr\right)\times$$
$$\times e^{-\mu_n^2\cdot Fo}+t_c, \qquad (9)$$

где: $f_1(r)$ – определенная функция, которая определяется из соотношения:

$$f_1(r)=f(r)-t_c, \qquad (10)$$

где: t_c – температура окружающей среды (воздуха); Fo – критерий Фурье, который характеризует связь между скоростью изменения температурного поля, физическими характеристиками и размерами тела:

$$Fo=\frac{a\cdot\tau}{R^2} \qquad (11)$$

В формуле (9) μ определяется из характеристического уравнения [13]:

$$tg(\mu)=-\frac{1}{Bi-1}\cdot\mu \qquad (12)$$

где: Bi – критерий Био:

$$Bi=\alpha\frac{R}{\lambda} \qquad (13)$$

$$t(r,\tau)-t_c=\sum_{n=1}^{\infty}\frac{2\mu_n}{\mu_n-\sin\mu_n\cdot\cos\mu_n}\cdot$$
$$\cdot\frac{\sin\mu_n\frac{r}{R}}{r\cdot R}\cdot\left(\int_0^{R-\Lambda}r\cdot(t_ц-t_c)\cdot\sin\mu_n\frac{r}{R}dr+\right. \qquad (14)$$
$$\left.+\int_{R-\Lambda}^{R}r\cdot(t_п-t_c)\cdot\sin\mu_n\frac{r}{R}dr\right)\cdot e^{-\mu_n^2\cdot Fo}$$

Найдя определенные интегралы в (14) получим:

$$t(r,\tau)=\frac{2}{r}\sum_{n=1}^{\infty}\frac{+R(t_п-t_c)(\sin\mu_n-\cos\mu_n)\mu_n)}{\mu_n(\mu_n-\cos\mu_n\sin\mu_n)}\times$$
$$\times e^{-\mu_n^2\frac{a\tau}{R^2}}\sin\mu_n\frac{r}{R}+t_c \qquad (15)$$

где: α – коэффициент теплообмена конвекцией.

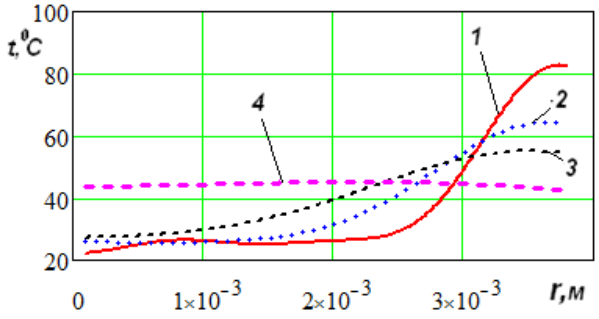


Рис. 5. Распределение температуры в зерновке в зависимости от времени отлёжки, (λ=0,459 вт/м·К, a=9,451·10^{-8} вт/м·К, Bi=0.8, 1 – $\tau_{отл}$=1с, 2 – $\tau_{отл}$ =3с, 3 – $\tau_{отл}$ =6с, 4 – $\tau_{отл}$ =20с)

Fig. 5. Temperature distribution in the caryopsis depending on the time binning (λ=0,459 W/m·K, a=9,451·10^{-8} W/m·K, Bi=0.8, 1 – τ_{bin}=1s, 2 – τ_{bin} =3s, 3 – τ_{bin} =6s, 4 – τ_{bin} =20s)

Если распределение температуры в начальный момент времени принять за формулой (8), то, подставив (8) и (10) в (9), получим общее уравнение для определения изменения температурного поля зерновки на стадии отлёжки в виде:

Подставляя (8) в (7) получим зависимость для определения средней температуры зерновки при начальном ступенчатом распределении температуры в зерновке:

$$\bar{t}=t_ц\cdot\left[\frac{R-\Lambda}{R}\right]^3+t_п\cdot\left[1-\left[\frac{R-\Lambda}{R}\right]^3\right]. \qquad (16)$$

Решив уравнение (16) относительно Λ получим:

$$\Lambda=R-\frac{\sqrt[3]{R^3\cdot(t_ц-t_п)^2\cdot(\bar{t}-t_п)}}{t_ц-t_п}. \qquad (17)$$

Для определения толщины поверхностной зоны нагревания зерновки Λ, за период инфракрасного нагревания зерновки $\tau_{нагр}$ вычисляем температуру поверхности $t_п$ и центра $t_ц$ по формуле (6) $t_п=t(R, \tau_{нагр})$, $t_ц=t(0,\tau_{нагр})$, среднюю температуру зерновки после стадии нагревания вычисляем по формуле (7) – $\bar{t}(\tau_{îòäð})$. Потом по формуле (15) рассчитываем кинетику температурного поля зерновки на стадии отлёжки – рис. 5 и рис. 6.

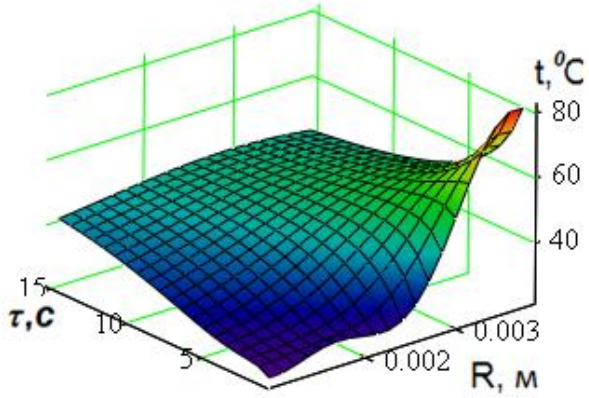


Рис. 6. Температурное поле зерновки на стадии отлёжки

Fig. 6. The temperature field caryopses on stage binning

По зависимостям (15) и (7) рассчитаем кинетику изменения средней температуры зерновки на стадии отлёжки – рис. 7.

На рис. 8 представлена кинетика изменения средней температуры зерновки при импульсном инфракрасном нагревании (граничные условий II рода) рассчитанная по формулам (6)–(7) и разных режимах охлаждения при отлёжке (граничные условия III рода) рассчитанная по формулам (7), (15), (17). На рис. 9 представлена кинетика изменения поверхности температуры зерновки при импульсном инфракрасном нагреве (граничные условий II рода) рассчитанная по формуле (6) и разных режимах охлаждения при отлёжке (граничные условия III рода) рассчитанная по формулам (15), (17).

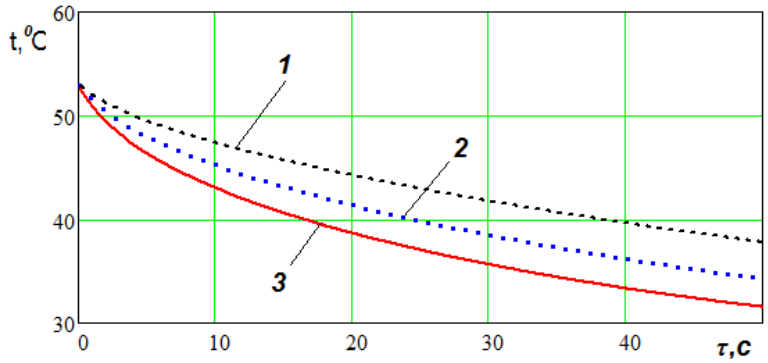


Рис. 7. Кинетика изменения средней температуры зерновки (1 – пассивная отлежка – Bi=0.832, 2 – отлежка в виброкипящем слое – Bi=1.25, 3 – отлежка с вентилированием – Bi=1.67)

Fig. 7. Kinetics of changes in average temperature caryopses (1 – passive binning – Bi = 0.832, 2 – binning in vibroboiling layer – Bi = 1.25, 3 – binning with ventilation – Bi = 1.67)

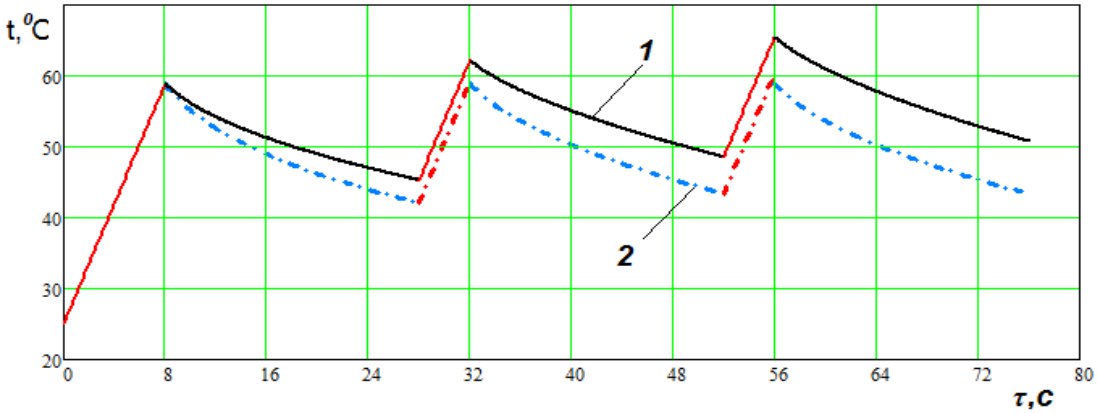


Рис. 8. Кинетика изменения средней температуры зерновки при осциллирующем режиме термообработки (Q=26 кВт/м^2, 1 – отлежка в виброкипящем слое – Bi=1.25, 2 – отлежка с вентилированием слоя – Bi=1.67)

Fig. 8. Kinetics of changes in the average temperature at the caryopses oscillating mode heat treatment (Q = 26 kW / m^2, 1 – binning in vibroboiling layer – Bi = 1.25, 2 – binning with ventilation layer – Bi = 1.67)

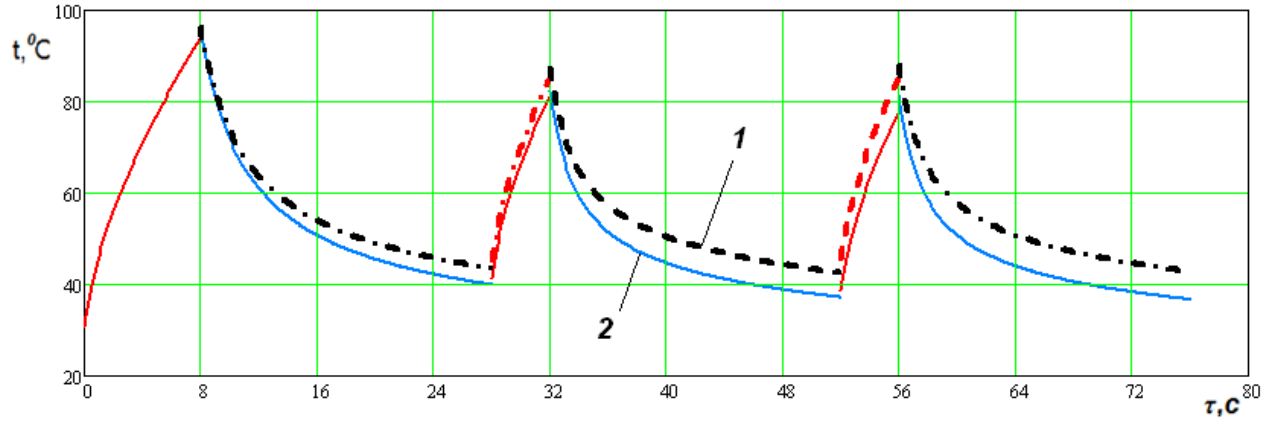


Рис. 9. Кинетика изменения температуры поверхности зерновки при осциллирующем режиме термообработки (Q=26 кВт/м^2, 1 – отлежка в виброкипящем слое – Bi=1.25, 2 – отлежка с вентилированием слоя – Bi=1.67)

Fig. 9. Kinetics of surface temperature change when caryopses oscillating mode heat treatment (Q = 26 kW/m^2, 1 – binning in viboboiling layer – Bi = 1.25, 2 – binning with ventilation layer – Bi = 1.67)

ВЫВОДЫ

1. Предложенная методика расчета изменения температуры зерна при осциллирующем режиме обработки ИК–излучением позволяет прогнозировать развитие температурного поля зерновки в зависимости от технологического регламента работы установки.

2. Полученные зависимости позволяют путем варьирования величины времени включения и выключения ИК–излучателей, изменять величины средней температуры зерна, температуры поверхности, темп нагрева и охлаждения с целью определения оптимальных значений энергопотребления и качества термообработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Belyaev M.I. 1991. Teoreticheskie osnovy kombinirovanyh sposobov teplovoy obrabotki pischevyh produktov / M.I. Belyaev, P.L. Pahomov.– H .: HIOP Kommunist. – 160.

2. Bulyandra A.F. 1967. Teplofizicheskie osnovy rascheta termoradiocionnyh sushilnih ustanovok pischevoy promyshlenosti / A.F. Bulyandra.– Avtoref. dis. kand. teh. nauk.– K.:–25.

3. Gereschenko B.O. 1998. Primenenie infrakrasnogo oblucheniya dlya obezzaragivaniya zerna pri hranenii / B.O. Gereschenko, G.A. Tocarciuc, O.A. Anaevich // Hranenie i pererabotka zerna.–№6. – 36–37.

4. Ginzburg A.S. 1966. Infrakrasnaya tehnika v pischevoy promyshlennosti / A.S. Ginzburg. – M. Pischevaya promyshlennost. – 407.

5. Golubkovich A.V. 1973. K obosnovaniyu tehnicheskih sredstv dlya predvaritelnogo podogreva i podsushki zerna povyshenoy vlagnosti / A.V.Golubkovich, A.G.Chizhikov // Sb. nauch. tr. VIM.–M. –102–122.

6. Elkin N.V. 2002. Vysokotemperaturnye infrakrasnye tehnologii novogo tysyachiletiya / N.V.Elkin, V.V.Kudryashkin // Hranenie i pererabotka zerna.– № 9. – 47–50.

7. Elkin N.V. 2006. Teoriya i praktika infrakrasnoy obrabotki zerna i krupy / N.V.Elkin, V.B.Skrebkov, V.V.Kudryashkin // Hranenie i pererabotka zerna.– № 4. – 26–30.

8. Zverev S.V. 2005. Modelirovanie processa IK–nagreva / S.V. Zverev // Hranenie i pererabotka zerna.– № 12. – 25–26.

9. Il'yasov S.G. 1978. Fizicheskie osnovy infrakrasnogo oblucheniya pischevyh produktov / S.G. Il'yasov, V.V. Krasnikov – M.: Pischevaya promyshlennost. – 359.

10. Kotov B.I. 2014. Matematicheskaya model dinamicheskih regimov elektrotermicheskoy ustanovki dlya obrabotki zernomaterialov impulsnymi potokami infrakrasnogo izlucheniya / B.I. Kotov, R.A. Kalinichenko, V.V. Kifyak // Vestnik Harkovskogo tehnicheskogo universi-

teta selskogo hozyaystva.– Vyp. 152. – 181 – 190.

11. Kupchenko A.V. 2003. Vliyanie infrakrasnogo oblucheniya na semena zernovyh i maslichnyh kultur / A.V. Kupchenko // Nauka, tehnika i tehnologii. – № 1(43) .–. 35–36.

12. Lahno V.A. 2011. Ispolzovanie kompyuternyh system dlya povyshenia effektivnosti informacionnoy poddergki infrakrasnoy sushki zerna / V.A.Lahno, D.A.Shiryaev. – Lugansk: Elton–2.–165.

13. Lykov A.V. 1971. Teplomassoobmen / A.V.Lykov. – M.: Energiya. – 560.

14. Lykov A.V. 1967. Teoriya teploprovodnosti / A.V.Lykov. –M.: Vysshaya shkola. – 599.

15. Malin N.I. 2005. Tehnologiya hraneniya zerna / N.I.Malin. – M.: KolosS. –280.

16. Poperechny A.M. 2007. Kinetika processa susheniya plodovyh kostochek v vibrokipyaschev sloe pri infrakrasnom nagrevanii / A.M. Poperechny, N.O. Mironova // Vestnik Harkovskogo tehnicheskogo universiteta selskogo hozyaystva.– Vyp. 58. – 122 – 129.

17. Sobolewski V. 2005. Ignoriruem my i do sih por mikronizaciyu zernovyh / V.Sobolewski, V.Gorbenko, K.Kuznetsov // Zerno i hleb. – № 2. –16–17.

18. Fedotkin I.M. 2002. Impulsnaya sushka izmelchonnogo rastitelnogo syr'ya (teoriya, metody rasscheta, fizicheskie effekty, tehnologicheskie reglamenty i konstrukcii apparatov) / I.M. Fedotkin, V.V. Borowski. – Vinnica: Press–real. – 196.

19. Filatov V.V. 2005. Sovershenstvovanie processa termoobrabotki zerna pri infrakrasnom energopodvode/ V.V. Filatov. – Avtoref. dis. kand. teh. nauk.– M. : MGUPP. –32.

20. Chekanovkin A. 2012. Infrakrasny nagrev i kukuruza / A. Chekanovkin, A. Melnikov // Zerno. – №8(77). – 202–204.

21. Andrejko D. 2011. Wplyw obrobki cieplnej promieniami podczerwonymi na process premialu ziarna pszenicy odmiany korynta / D.Andrejko, M.Kania, A. Latka, L.Rydzak // Motrol Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa, Vol. 13. 7–13.

22. Sumorek A. 2006. Podnoszenie współczyniika wymiany masy procesu suszenia konwekcyjnego za pomocą pola elektrycznego / A. Sumorek, W. Pietrzyk // Motrol Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa, Vol. 8, 204–210.

ANALYTICAL STUDY OF TEMPERATURE FIELD IN CARYOPSIS PULSE-PERIODIC INPUT ENERGY OF INFRARED RADIATION

Summary. The paper describes the analytical mathematical models of heat caryopses infrared radiation and cooling repetitively pulsed energy is supplied to the material. In article analytical mathematical models of heating of a grains by infrared radiation and cooling's at pulse and periodic leading of energy to material are considered. The increase in production of grain, reduction of its losses and quality at all stages of postharvest processing, further storage and processing are key factors of development of agro-industrial complex of the country. The most widespread way of long-term storage of grain is its storage in a dry state at a moderate temperature, as a result, the most resource-intensive operations of postharvest processing of grain are drying and cooling. Increase of efficiency of finishing grain to standard behind humidity and temperature of a state is reached by an intensification of processes, reduction of energy consumption, preservation and improvement of quality of grain.

Key words: infrared radiation, heating grain, temperature field, vibrated layer.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Виктор Василенков, Максим Гудзенко

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Viktor Vasilyenkov, Maksym Gudzenko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine,
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В статье приведены исследования характеристик центробежных насосов с точки зрения их потребительских свойств. Насосом называют гидромашину, которая преобразует механическую энергию приводного двигателя в кинетическую и потенциальную энергию потока рабочей жидкости. По принципу действия все гидромашины распределяют на динамические и объемные. В динамических гидромашинах силовое взаимодействие между ротором / рабочим колесом / и потоком жидкости осуществляется в проточной камере, которая постоянно соединена с входом потока жидкости в гидромашину и выходом из нее. В результате этого взаимодействия изменяется в основном кинетическая энергия жидкости. С динамических гидромашин рассматриваются центробежные лопастные насосы, как наиболее распространенные в системе водоснабжения.

Ключевые слова: центробежный насос, параметрическое обозначение насосов, подача, напор. потребительские свойства.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В сельском хозяйстве на различные технологические нужды необходимо достаточно большое количество воды. Поэтому организация надежного бесперебойного водоснабжения сельскохозяйственных потребителей является одной из наиболее важных задач сельскохозяйственного производства [1, 2].

В настоящее время большинство систем водоснабжения на селе организованы с использованием распространенных центробежных насосов, поэтому исследование их характеристик, которые бы помогали потребителям при выборе насосов, обусловливает актуальность этой темы [9, 10, 14, 15].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Насосом называют гидромашину, которая преобразует механическую энергию приводного двигателя в кинетическую и потенциальную энергию потока рабочей жидкости. По принципу действия все гидромашины распределяют на динамические и объемные.

В динамических гидромашинах силовое взаимодействие между ротором / рабочим колесом / и потоком жидкости осуществляется в проточной камере, которая постоянно соединена с входом потока жидкости в гидромашину и выходом из нее.

В результате этого взаимодействия изменяется в основном кинетическая энергия жидкости.

С динамических гидромашин рассматриваются центробежные лопастные насосы, как наиболее распространенные в системе водоснабжения [3-7].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель исследований: раскрыть сущность основных технических и эксплуатационных показателей центробежных насосов, которые обеспечивают его потребительские свойства.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Схема центробежного лопастного насоса показана на рис. 1. Главной частью насоса является рабочее колесо *2*, состоящее из фасонных дисков "а" и "б", соединенных между собой профилированными лопатками "в". Диски и лопатки образуют проточную камеру насоса. Жидкость из всасывающего патрубка 1 поступает в центральную часть рабочего колеса 2. Под действием центробежных сил, возникающих в результате силового воздействия лопаток колеса на жидкость, она перемещается в межлопастных каналах от центра к периферии и попадает в спиральный отвод 3, из которого подается в напорный патрубок 4 и далее в напорный трубопровод.

Спиральный отвод предназначен не только для улавливания жидкости, выходящей из рабочего колеса, но и для частичного превращения ее кинетической энергии в потенциальную энергию давления. Основные технические и эксплуатационные показатели центробежных насосов.

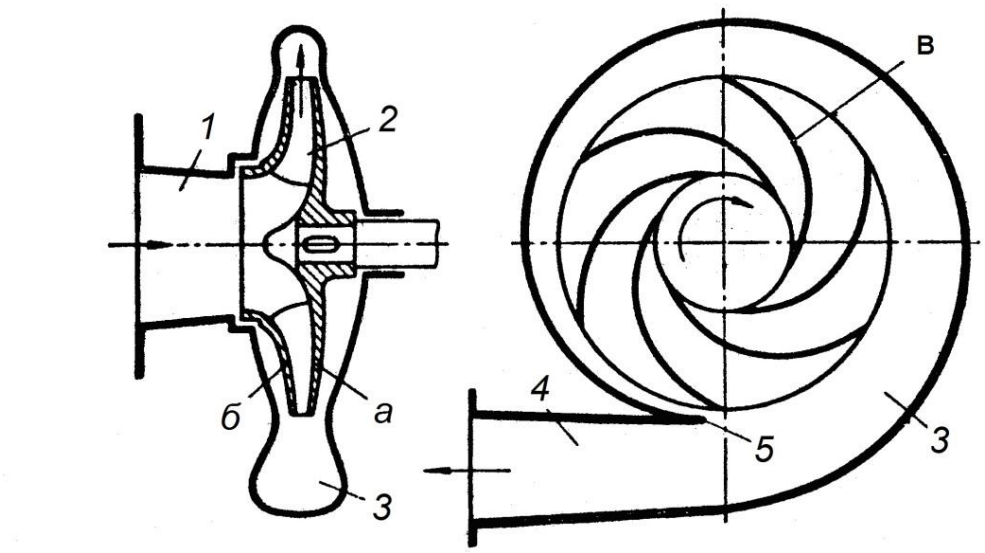
Работа насоса характеризуется его подачей, напором, потребляемой мощностью, частотой вращения рабочего колеса и допустимой вакуумметрической высотой всасывания.

Подачей насоса называется расход жидкости через напорный (выходной) патрубок. Так же как и расход, подача может быть объемной (Q, $м^3/с$) и массовой (M, кг/с).

Напор насоса НН – разница удельных энергий потока жидкости при выходе из насоса и на входе в него, измеряется в метрах столба жидкости, которую подает насос.

Из этого определения вытекает классическая напорная характеристика насоса, в которой по оси абсцисс откладывается подача, а оси ординат – напор.

Напорная характеристика отражает основные потребительские свойства насоса. Выбор насоса начинается с подбора напора и подачи. При выборе насоса следует учитывать разброс параметров насоса по подаче и расходе, в том числе при различной обточке рабочего колеса, а также возможность нахождения нужного режима работы в рабочей области его характеристики. Этот выбор позволяет сделать сводный график полей Q-H для консольных центробежных насосов (пунктир внутри поля насоса означает характеристику для обточенного диаметра колес) см. рис. 2. График полей приводится в реальном масштабе и может быть использован для оценки возможного нахождения точки работы насоса [1-3, 11, 13, 21, 22].



1 – подвод жидкости; 2 – рабочее колесо (а – ведущий диск, б – ведомый диск, в – лопатки колеса); 3 – спиральный отвод; 4 – напорный патрубок; 5 – кромка спирального отвода.

Рис. 1. Схема центробежного насоса консольного типа
Fig. 1. Scheme of a centrifugal pump console type

Важным гидравлическим параметром насоса является допустимая вакуумметрическая высота всасывания, характеризующая нормальные условия подхода жидкости к рабочему колесу. Эта величина измеряется в метрах водяного столба при температуре 20 °С и при нормальном атмосферном давлении 10 м.вод. столба.

Как показывает опыт, большая часть неприятностей при эксплуатации насосов связана с плохими условиями на всасывании насосов, и как результат этого, кавитация.

Суть кавитации заключается в образовании разрывов сплошного потока (каверн) в тех местах, где давление снижается до величины давления насыщенного пара (РНП) при данной температуре жидкости. Такое снижение давления приводит к мгновенному вскипанию жидкости и образованию большого количества пузырьков, заполненных паром и растворенными в жидкости газами. Эти пузырьки переносятся потоком жидкости в зоны повышенного давления, где также почти мгновенно разрушаются в результате конденсации пара и растворения газов.

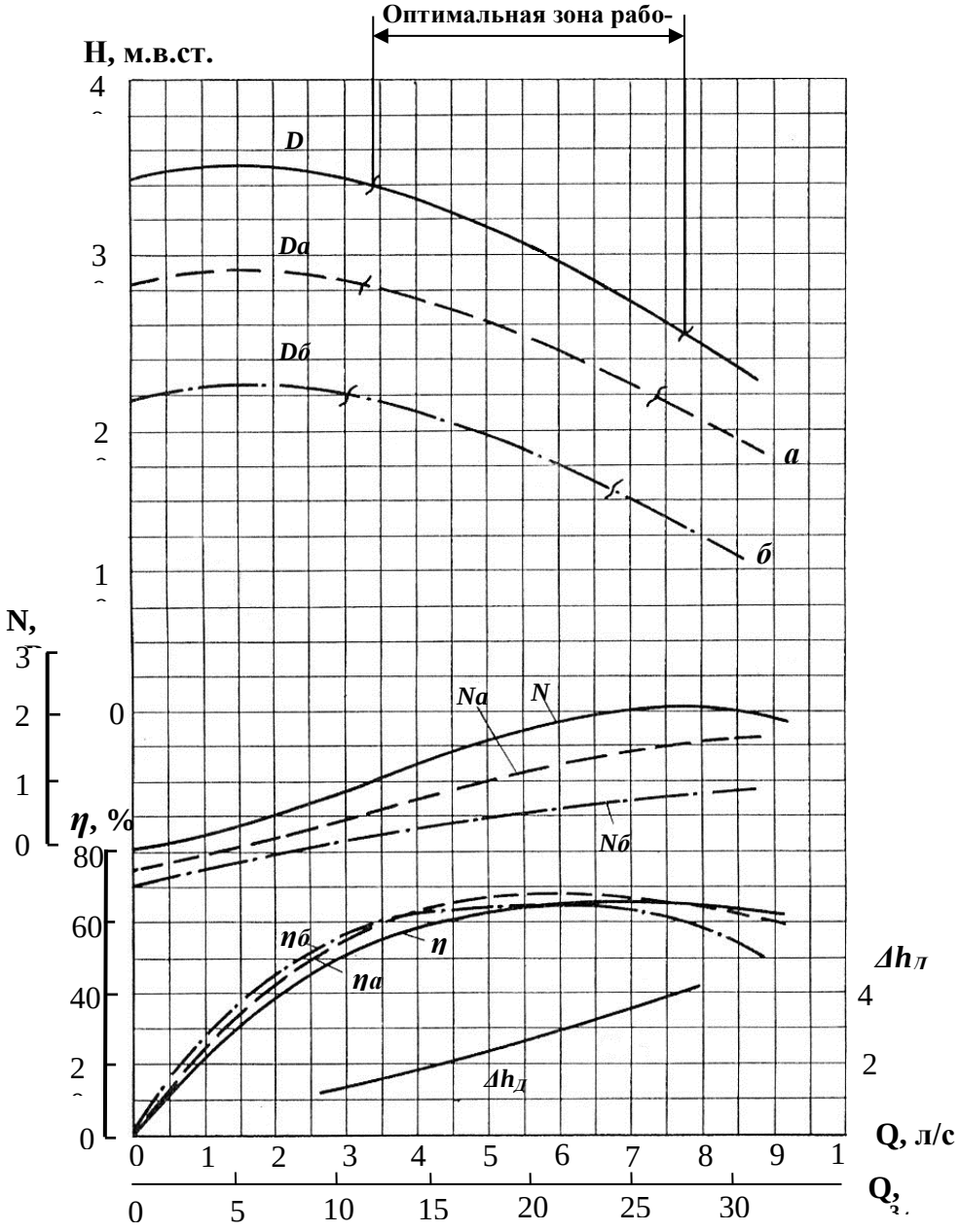


Рис. 2. Напорно-расходная характеристика центробежного консольного насоса
Fig. 2. Pressure-consumption characteristics of a centrifugal pump console

Последнее сопровождается микроскопическими гидроударами большой мощности, которые постепенно разрушают рабочее колесо насоса, особенно подшипниковые узлы. На впитывающее свойство насоса негативно влияют следующие факторы: высокая температура (более 60 °С) перекачиваемой жидкости; неплотности во фланцевых соединениях и сальниках запорной арматуры на всасывающей линии; малый диаметр и большая длина всасывающей линии; засоренность всасывающей линии.

Мощностью насоса (мощность, которую потребляет насос) называют энергию, которая подводится к нему от приводного двигателя в единицу времени.

Величина мощности насоса находится в прямой зависимости от величины напора и подачи и обратно пропорциональна его коэффициенту полезного действия.

Полезная мощность насоса Nk – это энергия, отдаваемая жидкости за единицу времени при работе насоса.

Отношение полезной мощности насоса к мощности, которую он потребляет, называют коэффициентом полезного действия (КПД) насоса.

Одним из характерных приемов повышения к.п.д. для центробежных насосов является обточка рабочего колеса. Конкретный подбор рабочего колеса под необходимые режимы (подача и напор) позволяет, особенно на больших насосах, получать значительную экономию энергии.

На выбор комплектующегося двигателя в значительной степени может влиять удельный вес жидкости, которая перекачивается и вязкость (с увеличением удельного веса и вязкости увеличивается потребляемая мощность).

Определенные гидравлические параметры насосного агрегата должны регулироваться. Регулирование работы насосов это процесс изменения соотношения между подачей и напором.

Регулирование насосов можно выполнять двумя способами: конструктивное изменение характеристики насоса; изменения условий работы системы "насос-сеть".

Широко распространенным методом регулирования характеристики центробежного насоса является изменение диаметра рабочего колеса (обточка). Имеется в виду, что напор насоса находится в квадратичной зависимости от диаметра рабочего колеса при прочих равных условиях.

Обтачивая (изменяя) диаметр рабочего колеса можно значительно изменить поле работы насоса. Чтобы получить нужный напор насоса при обточке колеса, необходимо существующий напор умножить на квадратичную величину отношения диаметра обточенного колеса до первоначального диаметра.

В практике насосные заводы предлагают потребителям конкретные модификации с разной обточкой колеса и с меньшей, соответственно, мощностью комплектующих электродвигателя.

Вторым методом регулирования работы центробежного насоса является изменение работы насоса на сеть. Графическое изображение напорной характеристики центробежных насосов представляет собой, как правило, пологую кривую, которая резко снижается при большой подаче, то есть при большей подачи мы имеем меньший напор и наоборот. Для каждой конструкции насоса имеется своя напорная характеристика, определяемая крутизной и максимальным значением КПД, то есть зоной оптимальной работы. Рабочая точка насоса на этой кривой определяется сопротивлением сети. Если менять сопротивление сети, например, закрывая задвижку, то и рабочая точка будет смещаться влево по кривой, то есть насос будет выбирать режим работы на меньшей подачи. Мы заставляем насос работать с большим напором, чтобы преодолеть дополнительное сопротивление (задвижки).

Существует еще один способ изменения условий работы насоса на сеть это байпасирование – это установление регулируемого или нерегулируемого перепуска (байпаса) с напорной линии на всасывание. По отношению к насосу это аналогично снижению сопротивления, то есть происходит снижение напора. По отношению к потребительской сети – это снижение подачи. В результате рабочая точка (Q-H) смещается круто вниз, то есть имеем возможность в потребитель-

ской сети получить одновременно меньший напор и меньшую подачу.

Рассмотренные два метода регулирования работы относятся непосредственно к насосу. Однако с точки зрения потребителя, его чаще интересует насосная система, обеспечивающая нужный напор и подачу. Такой системой выступает насосная станция. Относительно насосной станции вопросы регулирования напора и подачи могут рассматриваться шире за счет возможностей соединения насосов как параллельно, так и последовательно. Если на насосной станции необходимо получить нужные рабочие параметры (Q и H), то всегда существует возможность путем комбинаций набора ряда насосов с ограниченной подачей соединить их параллельно, чтобы получить большую подачу и последовательно, чтобы получить больший напор. На насосных станциях это осуществляется всегда. Для получения необходимого напора на автономных насосных станциях последовательное соединение применяется реже. В практике это осуществляется через отдельные каскады насосных станций (станции 1, 2, 3 подъемы).

Возможность применения насосов с параллельным и последовательным соединением в работе следует учитывать, так как потребители довольно часто сталкиваются с отсутствием нужного насоса по проекту из-за дефицита или снятия его с производства без соответствующей замены, и это вошло в практику нашего насосостроения.

Следует обратить внимание, что последовательное и параллельные соединения центробежных насосов, имеющих пологую напорную характеристику, не дает, как правило, возможность двойного значения напора и подачи. Они будут несколько меньше. Это происходит по следующим причинам, при параллельном соединении удается плавно соединить потоки, напорные трубопроводы из-за удобства монтажа сужают, делают лишние повороты. Это все приводит к дополнительному сопротивлению и соответственно к смещению рабочей точки на меньшую подачу обоих насосов. При последовательном соединении насосов уменьшения напора происходит из-за потерь на промежуточной области между насосами. Это вызвано наличием арматуры на промежуточной области и уменьшенным диаметра трубопровода, принятого, как правило, равным диаметру всасывающего патрубка насоса, в который подает жидкость второй насос. При последовательном соединении следует обратить внимание на допустимое давление на входе в насос, в зависимости от материала корпуса и типа уплотнения, допустимое давление на входе насоса, корпус которого изготовлен из чугуна, не должен превышать 8 кгс/см^2 (80 м.в.ст.), в то же время для стального корпуса давление 25 кгс/см^2, как правило, является допустимым, мягкий сальник допускает давление до 10 кгс/см^2, торцевое уплотнение – до 25 кгс/см^2.

Если выложить главные требования при эксплуатации центробежных насосов, то следует помнить два основных условия: пуск насоса следует осуществлять при заполненном всасывающем трубопроводе и корпусе насоса и закрытой напорной задвижке; запрещается осуществлять пуск насоса при закрытой или полностью открытой всасывающей задвижке, а также работать более 2-3 минут при закрытой напорной задвижке.

ВЫВОДЫ

Практический опыт использования центробежных насосов, теоретический анализ характеристик насоса позволили раскрыть основные гидравлические понятия, такие как подача, напор, потребляемая мощность, частота вращения рабочего колеса и допустимая вакуумметрическая высота всасывания с точки зрения работоспособности, эксплуатационной надежности, что обеспечивает их потребительское свойство. Приведены практические способы воздействия на регулирование этих показателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Bugaj Yu.N. 2002. Gidravlika, gidromashiny i gidroprivod / Yu.N. Bugaj, P.I. Ogorodnikov, N.A. Palishkin. – K.: MNTU. – 388.

2. Gidravlika 2005. Gidravlika silskogospodarske vodopostachannya ta gidropnevmoprivid / Za red. Didura V.A. – Zaporizhzhya: Premer. – 461.

3. H. Keck, M. Sick 2008. Thirty years of numerical low simulation in hydraulic turbomachines. – Acta Mechanica, vol. 201, no. 1–4, – pp. 211–229.
4. Nasosy centrobezhnye 1987. Nasosy centrobezhnye dvustoronnego vxoda. Osnovnye parametry. GOST 10272-87. – [Dejstvitel'nyj ot 01.01.1989]. – M.: IPK Izdatel'stvo standartov. – 8.
5. Nasosy centrobezhnye 2011. Nasosy centrobezhnye. Texnicheskie trebovaniya Klass I (ISO 5199:2002) – GOST R 54805-2011. – [Dejstvitel'nyj ot 01.07.2012]. – M.: Standartinform. – 58.
6. K. Majidi 2005. Numerical study of unsteady low in a centrifugal pump // Journal of Turbomachinery, vol. 127, no. 2. – pp. 363–371.
7. Orlov V.O. 2011. Vodopostachannya i vodovidvedennya / V.O. Orlov, A.Ya. Tugaj, A.M. Orlova. – K.: Znannya. – 368.
8. Dovidnik 1992. Dovidnik po silskogospodarskomu vodopostachnnyu i kanalizaciï / Za red P.D. Xoruzhnogo – K.: Urozhaj. – 296.
9. Lobachev P.V. 1983. Nasosy i nasosnye stancii. – M.: Strojizdat. – 320.
10. Karasev B.V. 1979. Nasosy i nasosnye stancii. – Minsk: Vyshejshaya shkola. – 275.
11. Konstantinov Yu.M. 1981. Gidravlika. – K.: Vyshejshaya shkola. – 360.
12. Gizha O.O. 2007. Texnichna mexanika ridini i gazu. – K.: Vishha shkola. – 277.
13. Kulinchenko V.R. 2012. Gidravlika, gidravlichni mashini i gidroprivid. – K.: Inkos; K.: Centr navchalnoi literaturi. – 616.
14. Najmanov A., Gosteva Yu. 2013. Vozmozhnosti ocenki nekotoryx parametrov nadezhnosti nasosnyx stancij // MOTROL. – Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. Vol. 15. № 6. – 27-34.
15. Nikolaenko I.V. 2010. Analiz vliyaniya uslovij ekspluatacii nasosnoj stancii na parametry nasosnyx agregatov / Nikolaenko I.V., Pastushenko A.V., Kotovskaya E.E. // MOTROL. – Commission of motorization and energetics in agriculture: Polish Academy of sciences. – Lublin. Vol. 12D. – 36-47.
16. Spravochnik. Lopastnye nasosy 1989. Zemnickij V.A., Kaplun A.V., Popir A.N. – L.: Mashinostroenie. – 442.
17. Nekrasov B.N. 1985. Spravochnoe posobie po gidravlike, gidromashinam i gidroprivodam. – Minsk, Vyshejshaya shola. – 417.
18. Isaev V.O. 1987. Centrobezhnye konsolnye nasosy. – M.: Znanie. – 354.
19. Isaev V.O. 1988. Centrobezhnye nasosy dvuxstoronnego vxoda. – M.: Znanie. – 285.
20. Cherkasskij V.M. 1984. Nasosy, ventilyatory, kompressory. – M.: Energoizdat. – 215.
21. Chugaev R.R. 1982. Gidravlika. – L. Energiya. – 670.
22. Shternlixt D.V. 1992. Gidravlika v 2-x tomax. – M.: Energoatomizdat. – 560.

RESEARCH OF CONSUMER CHARACTERISTICS OF CENTRIFUGAL PUMPS

Summary. The paper presents the research of the characteristics of centrifugal pumps in terms of its consumer properties. Researches of characteristics of centrifugal pumps from the point of view of their consumer properties are given in article. The pump call the hydromachine which will transform mechanical energy of the driving engine to kinetic and potential energy of a stream of working liquid. By the principle of action all hydromachine distribute on dynamic and volume. In dynamic hydromachine power interaction between a rotor and a stream of liquid is carried out by the driving wheel in the flowing camera which is constantly connected to a liquid stream entrance to the hydromachine and an exit from it. As a result of this interaction generally kinetic energy of liquid changes. From dynamic hydromachine centrifugal bladed pumps, as the most widespread in system of water supply are considered.
Key words: centrifugal pump, parametric designation pumps, flow, pressure. consumer properties.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СТЕБЛЕЙ КОНОПЛИ В КАЧЕСТВЕ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА

Сергей Соколик

Сумский национальный аграрный университет
Ул. Герасима Кондратьева, 160, г. Сумы, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Sergei Sokolik

Sumy National Agrarian University
Str. Gerasyma Kondratyeva, 160, Sumy, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В статье предложено нетрадиционное применение биомассы конопли в качестве сырья для использования в энергетических целях. Процесс сбора стеблей конопли перешел на новый этап своего становления, что требует уделить внимание анализу отдельных операций и доведения рабочих параметров соответствующих машин к оптимальным значениям.

При уборке стеблей конопли, оставленных после прохождения зерноуборочного комбайна, нужно учитывать их физико-механическое состояние.

Биомасса конопли имеет хорошие энергетические и экологические показатели в отношении других видов энергоносителей растительного происхождения, что положительно характеризует данное сырье для использования в качестве источника энергии.

Исходя из всего выше сказанного, существует необходимость создания новой технологии уборки и использования энергетического сырья из стеблей конопли, поскольку на данный момент в пределах Украины таковой не существует.

Ключевые слова: конопля, биотопливо, биомасса, топливные ресурсы, брикет, гранулы.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Надежное и безопасное энергообеспечение является основой для нормальной жизнедеятельности и развития современного общества. Вместе с этим в последнее время учеными справедливо отмечено, что запасы невозобновляемых источников энергии (нефть, уголь, природный газ) будут исчерпаны в ближайшем будущем и поэтому возникает проблема активного использования и выработки возобновляемых источников энергии [1, 2].

Сельскохозяйственное производство Украины как и большинства европейских стран, постепенно превращается из потребителя энергии в ее производителя.

В Европе на сегодняшний день около 50% возобновляемых источников энергии производится из биомассы, что составляет 4% от общего спроса энергетических ресурсов. В мире биомасса является четвертым по значению топливом после нефти, атомной и гидроэнергетики.

По расчетам специалистов альтернативные топливно-энергетические ресурсы (АТЭР) будут играть важную роль в мировой энергетической структуре и смогут обеспечить более 50% мировой потребности в энергии к 2060 году. Современные тенденции развития энергетики предусматривают расширение использования биомассы. В соответствии с программой развития АТЭР, в странах ЕС биомасса будет покрывать около 74% от их общего объема, что составляет примерно 9% общей потребности в энергии. Итак, биомасса в ближайшей перспективе составит наиболее развитый сектор АТЭР в ЕС [3].

Государственной научно-технической программой Украины использование энергетического потенциала биомассы рассматривается как одно из приоритетных направлений в области нетрадиционной энергетики.

Сегодня биомасса – четвертое по значению топливо в мире, которое дает около 2 млрд. т. у.т. энергии в год, что составляет около 14% общего потребления первичных энергоносителей в мире. Мировой опыт по-

казывает, что наиболее перспективной и популярной категорией энергетических ресурсов являются твердые биотоплива.

Биоэнергетическое обеспечение сельской местности базируется на выращивании энергетических культур и использовании других местных ресурсов. Для Украины это направление очень актуально, учитывая высокое естественное плодородие почв.

Эффективность биоэнергетики в значительной степени зависит от рациональных технологий выращивания и переработки выращенной биомассы [4].

В Украине основные ресурсы биомассы сосредоточены в сельском хозяйстве. Только в растениеводстве растительные остатки составляют 50–60 млн. Тонн, а в животноводстве накапливается более 220 млн. т навоза и помета [5].

Итак, при поиске решения энергетического вопроса, нужно обратить внимание на возможности биотоплива, в процессе сгорания которого происходит значительно меньшее количество выбросов вредных веществ в окружающую среду.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Рассматривая альтернативные виды энергоносителей ученые обратили внимание на разнообразие возобновляемых источников энергии: солнечная, ветровая, биогазовая, фотоэлектрическая, ядерная и другие [6, 7]. Но в пределах таких аграрных стран как Украина не следует забывать о потенциальных возможностях растительной массы. Здесь потребляется 230...300 млн. Тонн условного топлива в год, основная доля которого приходится на уголь, нефть и природный газ. Анализ развития технологий энергетического потребления сельскохозяйственной продукции в Украине показывает, что растительная масса является одним из наиболее перспективных возобновляемых источников для получения биотоплива [2]. В пределах нашей страны ежегодный избыток соломы и стеблей основных сельскохозяйственных культур составляет около 15 – 20 млн. т, что с энергетической точки зрения можно считать эквивалентным значительному количеству условного топлива [8].

Нами рассматривается вопрос использования стеблей конопли на энергетические цели, может стать одним из альтернативных источников поступления энергетического сырья. Использование стеблевой массы конопли в энергетических целях возможно лишь при ее более компактном хранении в уплотненном виде [9].

Классификация способов уплотнения стеблевой части урожая прессованием может быть сделана по виду конечных продуктов. При этом различают способы прессования в тюки (обычные или повышенной плотности), рулоны, брикеты, гранулы и др.

Наиболее совершенными способами прессования являются брикетирование и гранулирование, позволяющие получить наиболее высокую степень уплотнения.

Физическая суть прессования сводится к сближению и сцеплению частиц твердой фазы, то есть к уплотнению и укреплению разрыхленной массы путем механического давления.

На сегодняшний день существует несколько направлений использования отходов производства лубяных культур. Наиболее актуальным в последние годы, на наш взгляд, является энергетическое направление. Рынок брикетирования растет колоссальными темпами. Цены растут постоянно, особенно после подписания Киотского протокола. Преимущества этого топлива всем очевидны и спрос на него в Европе с каждым годом только растет.

В основе технологии производства топливных брикетов лежит процесс прессования измельченных растительных отходов под высоким давлением при нагревании, склеивающим элементом является естественной лигнин, который содержится в клетках растений или искусственные вяжущие материалы. Брикеты получаются прямым прессованием на гидравлическом или механическом прессе. Кроме того, можно использовать метод шнекового прессования, когда продукция выходит непрерывно. На рынке востребованы гранулы и брикеты разного качества: темные – с большим содержанием коры и светлые – содержание коры в которых не превышает 5%; Потребители оплачивают топливные гранулы не только по стоимости за массу продукции, но и по количеству вы-

деленной тепловой энергии [10, 11]. Древесные гранулы являются стандартизированным видом топлива, поэтому для них существуют нормативы. Многие страны к настоящему времени уже приняли стандарты качества топливных брикетов и гранул. В Германии нормативы называются DIN (Немецкий промышленный стандарт). В Европе до недавнего времени пользовались немецким стандартом DIN 51731 и стандартом Австрии OENORM M 7135. В связи с приходом на рынок низкосортных древесных гранул, изготовленных преимущественно за рубежом, с весны 2002 года гранулы в Германии получают новый сертификат DIN plus. Этот сертификат объединил немецкий и австрийский стандарты. Шведский стандарт SS187121 на сегодня является наиболее требователен в плане охраны окружающей среды [12].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Основной задачей на данном этапе является изучение потенциальных возможностей получения и использования биомассы конопли, исследования предпосылок для эффективного ее использования в энергетическом направлении. Решение поставленного вопроса позволит начать работы по обоснованию технологии уборки стеблей конопли с целью ее использования в энергетическом направлении.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Исторический путь становления и развития технологии уборки конопли начинался с ручного труда прошлых веков [13], перейдя к зарождению механизированной уборки 30–х годов XX века с использованием первых зерноуборочных машин переоборудованных для данных работ [14]. Следующим этапом было внедрение комбайнового и раздельного способов уборки с использованием комплекса специальных машин [15], придя к необходимости соответствия уборочных процессов технологиям переработки полученного сырья [16]. Учитывая последнее, уборка биомассы (стеблей) конопли, которая может быть использована в энергетических целях, осуществляется после сбора семян зерноуборочным комбайном, схематично этот процесс показано на рис. 1. Зерноуборочные комбайны собирают только семенную часть растения, а на поле остается основная масса стеблей, которая требует новой технологии своего применения, что стало причиной внимания при решении энергетических вопросов. Технический анализ стеблей полученных после работы зерноуборочного комбайна был проведен в соответствии с ГОСТ 27345 – 87 «Треста конопляная. Технические требования»(табл. 1), для чего провели отбор трех партий стеблей на разных участках поля для получения достоверных данных по качеству стеблестоя. Проведенные работы показали, что в процессе сбора семенной части конопли комбайном Доминатор–208 МЕГА обмолочены остатки растений были разосланы на поверхность поля и непосредственно на стебли. Это в свою очередь негативно влияет на работу механизмов при скашивании и мешает в целом технологическому процессу сбора остатков стеблей, что нужно учитывать в дальнейших работах, которые будут проводиться различными машинами с целью определения более приспособленных для сбора растений конопли.

Но независимо от формы и методов уборки биомассы конопли ее энергетические показатели остаются зависимыми только от влажности и физического состояния самого сырья. Нужно отметить, что отличительной особенностью конопли является большое накопление древесины: с 1 гектара она дает гораздо больше деревесины, чем лесные породы за один год. Так годовой прирост сосны составляет 2,5 $м^3$/га, в то время как у конопли при средней урожайности 50 ц/га соломы – 5...6 $м^3$, а при больших урожаях – в 2 раза больше [17].

Количество костры в конопле составляет около 65% массы стеблей. При использовании конопли в качестве топлива мы имеем минимальную теплотворную способность 3760 ккал/кг, что не намного ниже теплотворной способности каменного угля (4800 ккал/кг), но выше теплотворной способности мягких пород деревьев (2700 ккал/кг) и фрезерного торфа (2030 ккал/кг). После сжигания конопли остается зола, которая является очень ценным удобрением. Она содержит 24% CaO, 4,85% P_2O_5 и 6,3% K_2O [18].

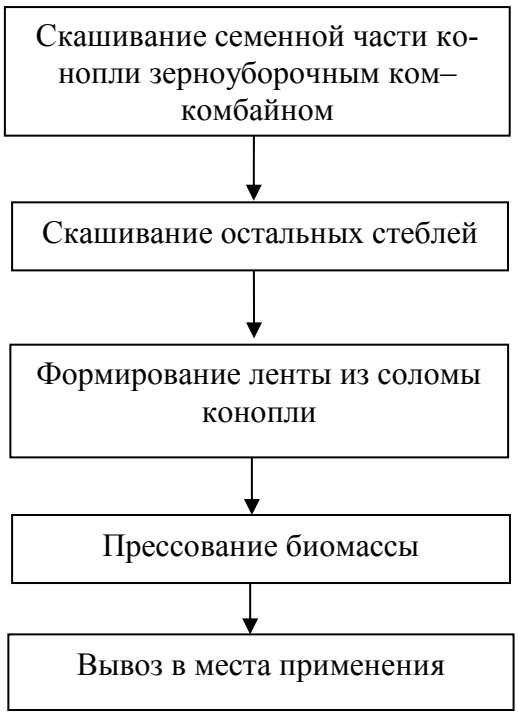


Рис. 1. Принципиальная схема процесса уборки стеблей конопли
Fig. 1. Schematic diagram of the gathering of hemp stalks

Таблица 1. Характеристика стеблестоя растений конопли
Table 1. The characteristics of hemp stalks

№ опыта	Показатели			
	Влажность, %	Высота стеблей, см	Масса стеблей на 1 м^2, грамм	Количество стеблей на 1 м^2, шт
1	12,0	110	485	30
2	12,0	90	440	33
3	12,0	120	350	27

Энергетический потенциал конопляного сырья на достаточно высоком уровне, что подтверждают данные в таблицах 2 и 3, а низкое содержание химических соединений серы и практически нейтралитет CO_2 предоставляет конопле преимущества по сравнению с другими видами топлива. Итак, конопля может смело занять свою нишу среди биологически чистого топлива и начать борьбу с энергетическим кризисом не оказывая вреда экологическому состоянию окружающей среды.

Объяснить хорошие показатели теплотворной способности конопли можно рассмотрев химический состав стеблей данной культуры. Главные составляющие любой древесины с химической точки зрения – это целлюлоза и лигнин, количество которых активно влияет на процессы горения и другие химические процессы связанные с жизнедеятельностью растений.

Науке также известно, что именно лигнин является катализатором в процессе образования каменного угля и по характеру своего устройства должен быть более ценным сырьем для получения продуктов, аналогичным продуктам каменноугольной промышленности [19, 20].

В таблице 4 приведены данные по химическому составу сырья, которое может быть применено в энергетической промышленности.

Таблица 2. Энергетические показатели некоторых видов топливных ресурсов
Table 2. The energy performance of some types of fuel resources

Энергетические показатели	Костра конопли	Мягкие породы деревьев	Каменный уголь	Торф
Ежегодный при–рост биомассы, $м^3$ с 1 га	5,0 – 6,0	2,5 – 3,2	В зависимости от добычи	В зависимости от добычи
Теплотворная способность, ккал/кг	3760	2700	4800	2030
Начальная температура горения, ^{0} С	данных нет	620 – 700	500 – 650	500 – 650

Таблица 3. Сравнительные характеристики некоторых видов топлива
Table 3. Comparative characteristics of some fuels

Вид топлива	Теплота згорания	Сера(%)	Зола(%)	Углекислый газ
Дизельное топливо	42,5 Мдж/кг	0,2	1	78 Кг/Гдж
Мазут	42 Мдж/кг	1,2	1,5	78 Кг/Гдж
Природный газ	35–38 Мдж/м3	0	0	57 Кг/Гдж
Каменный уголь	15 – 25 Мдж/кг	1 – 3	10 – 35	60 Кг/Гдж
Гранулы из костры конопли	18,5 Мдж/кг	<0,01	0,8	0
Гранулы древесные	17,5 Мдж/кг	0,1	0,5 – 3,0	0
Гранулы из соломы	14,5 Мдж/кг	0,2	4,0	0
Гранулы торфяные	10 Мдж/кг	0	4 – 20	70 Кг/Гдж
Щепа древесная	10 Мдж/кг	0	1	0

Таблица 4. Соотношение целлюлозы и лигнина в растительных материалах
Table 4. Value of cellulose and lignin in plant materials

Сырье	Целюллоза, %	Лигнин, %
Конопля: кора ядро	 64,8 34,5	 4,3 20,8
Сосна	44,0	27,8
Ель	42,0	28,6
Солома пшеницы	34,0	18,0
Рисовая солома	32,1	12,5

Но воспользоваться преимуществами сырья, полученного из стеблей конопли, мы сможем только после того, как пройдет целенаправленное переосмысление потенциальных возможностей ценного растения, основанное на детальных научных исследованиях. Нужно связать между собой все технологические процессы, которые имеют место при производстве необходимого сырья, начиная со скашивания и формирования ленты, учитывая прессование и заканчивая самыми оптимальными методами хранения и сжигания, получив единую скорректированную схему, удовлетворяющую производителей и потребителей с экономической точки зрения . Работы в этом направлении заставляют обратить внимание на более приемлемые сроки уборки (осеннее или весеннее время), поскольку каждый из выбранных сезонов ведет к набору определенного ком-

плекса машин, что объясняется состоянием стеблей. Весной стебли пройдя зимнюю выдержку имеют более хрупкую структуру и могут быть собраны даже методом приложения к ним незначительных сил (взламываются при отклонении рукой на $15 – 30^0$ от вертикального положения), что объясняется нарушением поверхностного слоя стеблей (волокон). Осенью наоборот, стебли имеют свою наибольшую прочность и могут быть собранными только с помощью косилок или жаток, а это в свою очередь приводит к более трудоемкому процессу уборки остатков с поля.

ВЫВОДЫ

1. Процесс сбора стеблей конопли перешел на новый этап своего становления, что требует уделить внимание анализу отдельных операций и доведения рабочих параметров соответствующих машин к оптимальным значениям.

2. При уборке стеблей конопли, оставленных после прохождения зерноуборочного комбайна, нужно учитывать их физико-механическое состояние.

3. Биомасса конопли имеет хорошие энергетические и экологические показатели в отношении других видов энергоносителей растительного происхождения, что положительно характеризует данное сырье для использования в качестве источника энергии.

4. Исходя из всего выше сказанного, существует необходимость создания новой технологии уборки и использования энергетического сырья из стеблей конопли, поскольку на данный момент в пределах Украины таковой не существует.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. DubrovinºV. 2006. Selhozproizvodstvo kak istochnik energii / V. ºDubrovin, M.ºMelnichuk, V.ºMironenko // Zerno. – May. – 76 – 81.

2. PugovitsyaºM. 2006. Zeleni tehnologiyi, abo yak stvoriti ekologo–energetichnu bezpeku krayini / M. ºPugovitsya // Propozitsiya. – № 4. – 126 – 128.

3. GeletuhaºG.G. 1998. Obzor tehnologiy szhiganiya solomyi s tselyu vyirabotki tepla i elektroenergii / G.G. ºGeletuha, T.A.ºZheleznaya // Ekotehnologii i resursosberezhenie, № 6. – 3 – 11.

4. ZaharkIvºG. 2010. Virobnitstvo ridkih biopaliv v umovah modelnogo gospodarstva / G.ºZaharkIv // Motrol. – Lublin. – 12B – 189–193.

5. TargonyaºB. 2010. Viznachennya zalezhnosti vihodu biogazu i stupenya byiokonversiyi organichnoyi rechovini vid tipu i chasu fermentatsiyi v biotehnologichnomu protsesi metanovogo zbrodzhuvannya vidhodiv tvarinnitstva / B.ºTargonya // Motrol. – Lublin. – 12B – 86– 90.

6. YasenetskiyºV. 2005. Do pitannya rozrobki i vikoristannya vitroenergetichnih ustanovok nevelikoyi potuzhnosti / V.ºYasenetskiy, V.ºKlimenko // Tehnika APK. – № 2. – 10 – 11.

7. YasenetskiyºV. 2003. Suchasni tendentsiyi v stvorenni biogazovih ustanovok za rubezhem / V.ºYasenetskiy, V.ºTargonya, V.ºKlimenko // Tehnika APK. – № 1. – 24 – 25.

8. MelnichukºM. 2006. Tendentsii razvitiya bioenergetiki v Ukraine / M.ºMelnichuk, V.ºTargonya, G.ºGeletuha // Zerno. – Iyun. – 84 – 87.

9. ZhovmirºN. 2007. Soloma obogreet sela / N.ºZhovmir, E.ºOleynik, S.ºChaplyigin // Agrosektor. – № 5 – 28 – 30.

10. CuiºW. 1994. Chemical structure, moleculars size distributions, and rheological properties of flaxseed gum / W.ºCui, G.ºMazza, C.ºBiliaders // J. Agrical. Food Chem. – 42. – 1891 – 1895.

11. ChursinaºL.A. 1993. Sovremennyiy uroven ispolzovaniya othodov na lno– i penkozavodah / [L.A.ºChursina, K.N.ºKlevtsov, A.A.ºReshetey, SM.ºAgeev]. – K.: UkrINTEI. – 22.

12. KlevtsovºK.M. 2012. Tehnologiya oderzhannya biopaliva z vidhodiv virobnitstva lub'yanih kultur vidpovidno do evropeyskih standartiv / K.M.ºKlevtsov, O.A.ºSobolev // Tovaroznavchiy visnik. Vipusk 5. – 63 – 69.

13. LesikºB.V. 1958. Spravochnik konoplevoda / [LesikºB.V., TkachenkoºD.F.]. – M.: Selhozgiz. – 192.

14. BuyanovºV.I. 1956. Mehanizatsiya konoplevodstva / [BuyanovºV.I., VolovikºS.S., GoncharovºG.I., LyashenkoºS.N., SidlyarenkoºV.V.]. – M.: Selhozgiz. – 292.

15. VirovetsºV.G. 1994. Dovidnik konoplyara / [VirovetsºV.G., GilyazetdinovºR.N., GoloborodkoºP.A., ZhuplatovaºL.M., KorotyaºK.Ya., LyashkoºV.N.]. – K.: Urozhay. – 80.

16. LevanderºA.O. 1995. Antimalarial effects of flaxseed oil / A.O.ºLevaner, A.L.ºAger Jr. // Flaxseed in Human Nutrition, S.C. Cunnane and L.U. Thompson, Champaign, IL: AOCS Press. –

237–243.
17. Spravochnik 1977. Spravochnik konoplevoda: [Pod red. M.A.ºTimonina]. – K.: Urozhay. – 88.
18. TimoninºM.A. 1978. Konoplya / [TimoninºM.A., SenchenkoºG.I., SazhkoºM.M., ZhatovºA.I., DemkinºA.P., BorisenkoºP.T., GoncharovºG.I.]. – M.: Kolos. – 287.
19. KenyonºG. 2005. Hemp: a substance of hope / G.ºKenyon // Journal of Industrial Hemp. – Vol. 10, № 2. – 75 – 83.
20. TopolskiyºP.A. 1933. Ocherki po himii lignina / [TopolskiyºP.A.]. – M.: Goslestehizdat. – 70.

PROSPECTS FOR THE USE OF HEMP STALKS AS AN ALTERNATIVE FUEL

Summary. In paper untraditional application of biomass of hemps as raw material is offered for the use on power aims. In article nonconventional use of biomass of hemp as raw materials for use in the power purposes is offered. Process of collecting stalks of hemp passed to a new stage of the formation that demands to pay attention to the analysis of separate operations and finishing working parameters of the corresponding cars to optimum values. When cleaning the stalks of hemp left after passing of a combine harvester it is necessary to consider their physicomechanical state. Biomass of hemp has good power and ecological indicators concerning other types of energy carriers of a phytogenesis that positively characterizes these raw materials for use as a power source. Proceeding from everything is higher told, there is a need of creation of new technology of cleaning and use of power raw materials from hemp stalks as at the moment within that Ukraine doesn't exist.
Key words: hemp, biofuels, biomass, fuel resources, briquettes, pellets.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МОБИЛЬНОЙ ДОИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ НА УРОВЕНЬ ВАКУУММЕТРИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ

Александр Медведский

Житомирский национальный агроэкологический университет
Ул. бульвар Старый, 7, г. Житомир, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Alexander Medvedsky

Zhytomyr National Agroecological University
Str. Boulevard Stary, 7, Zhitomir, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Выяснено, что на эффективность процесса машинного доения коров в значительной степени влияют технологические и конструктивные параметры составляющих вакуумной системы мобильных доильных установок. В целом, наличие вакуумного баллона в структуре вакуумной сети доильной установки имеет положительное влияние на обеспечение качественных технологических показателей работы вакуумной системы, в частности, поддержание высокого уровня стабильности начального вакуумметрического давления. Во время машинного доения коров снижаются потери магистрального вакуумметрического давления, по сравнению с системами в компоновочных схеме которых отсутствует вакуумный баллон. Полученные результаты теоретических исследований указывают на оптимальное соотношение размера вакуумного баллона к объему молокосборника.

Ключевые слова: доильная установка, вакуумная система, молоко, давление, вакуум–провод.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

На современном этапе развития молочного животноводства нашей страны основную долю цельного молока (более 70% [1]) производят подсобные хозяйства населения, имея по 1–3 коровы на двор [2]. В таких хозяйствах коров содержат в нетипичных помещениях, что накладывает отпечаток на реализацию важнейшего процесса – вывод образованного в вымени коровы молока, то есть, доения. Механизация указанного технологического процесса [3, 4] направлена на облегчение условий труда и обусловлена необходимостью повышения качества надоенного молока [5–7], которое не удовлетворяется наиболее характерным для данной категории хозяйств ручным доением.

На решение данной задачи направлен относительно новый для нашего рынка тип доильной системы с автономным источником разрежения и доильными аппаратами, которые установлены на тележке – мобильная доильная установка.

Для удовлетворения потребностей мелкого производителя цельного молока отечественная и зарубежная промышленность предлагает серийные мобильные доильные установки [2]. Основным преимуществом оборудования данного типа является возможность использования его, как для доения коров в помещении их содержание, так и на пастбищах. С технологической точки зрения, данную систему доения можно классифицировать как доения в передвижную емкость с автономным источником вакуума.

Сравнительный анализ [8] известных систем доения указал на значительно более высокую производительность, минимальные затраты труда и наименьшую удельную энерго– и металлоемкость передвижных систем доения по сравнению со стационарными доильными установками, при условии одинакового количества одновременных короводоений.

Однако, мобильные системы доения недостаточно исследованы по влиянию особенностей конструктивного исполнения и технологических параметров на эффективность технологического процесса – машинного доения коров.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Эффективность машинного доения коров зависит от целого ряда факторов (технические характеристики и технологические параметры доильных установок, особенности организации процесса доения и др.), влияющих не только на технологические особенности протекания процесса, а также и на организм животных.

К технико–технологическим характеристикам доильных установок в первую очередь относят [9–12] рабочее вакуумметрическое давление в подсосковом пространстве доильных стаканов и вакуумной сети. Установлено [11], что между уровнем вакуумметрического давления и скоростью выведения молока из вымени коровы существует прямая зависимость: чем выше вакуум, тем больше скорость доения. Но при высоких его уровнях возрастает опасность заболевания вымени коров. Обобщая исследования [13–15], рациональным считается уровень вакуумметрического давления в пределах 37,2–53,2 кПа, в зависимости от технологической схемы реализации процесса машинного доения.

Не менее важным является обеспечение стабильности вакуумметрического давления во время доения. Выяснено [9, 10], что систематические колебания вакуума в подсосковом пространстве доильных стаканов обусловливает сокращение надоев молока на 9,2% и снижение скорости доения на 11,8%. Это объясняется активизацией в организме коров специфических гомеостатических защитных реакций [16, 17]. Кроме этого, при снижении скорости доения соски значительно дольше будут находиться под влиянием механических нагрузок, что повышает вероятность их травмирования, значительно чаще наблюдается возникновение у животных маститов [11, 13]. Итак, одним из основных критериев оценки качества функционирования доильных установок можно считать обеспечение стабильной величины давления в вакуумной сети во время доения коров.

По некоторым данным [9, 18], безопасным для здоровья животных считается отклонение номинального давления в пределах 2,66–7,3 кПа. Отсутствие единодушия, побудила к принятию ориентиром предельно допустимую величину колебания вакуумметрического давления на уровне 6,65 кПа [9].

О положительном влиянии на стабильность вакуумметрического давления в высокопроизводительном доильном оборудовании рациональной вместимости вакуумного ресивера, отмечается во многих работах [19, 20]. Следовательно, имеет смысл взвешенно подойти к данной закономерности относительно мобильных доильных установок. На первый взгляд имеет место некоторое их сходство с доильными установками для доения в переносные ведра. Но, отсутствие надлежащей информации не дает возможности в полной мере оценить их технологическую эффективность в зависимости от геометрических параметров и конструктивных воплощений.

Поэтому, отсутствие каких–либо научно–практических рекомендаций по геометрическим параметрам и конструктивным решениям в соответствии с технико–технологическими показателями и условиями эксплуатации, побуждает к изучению влияния объемов составляющих вакуумной системы на стабильность вакуумметрического давления в вакуумной сети и режимных характеристик агрегатов индивидуального доения.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Задачей исследований является установление закономерности влияния объемов конструктивных элементов вакуумной сети на стабильность уровня вакуумметрического давления в вакуум–проводе мобильной доильной установки.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Рассмотрим процесс изменения давления в объеме вакуумной сети ($V_{ПБ}$), состоящий из вакуум–провода ($V_{П}$) и вакуумного баллона ($V_{Б}$), и объеме молокосборника ($V_{М}$) с точки зрения необходимости обеспечения постоянного уровня начального вакуумметрического давления ($p_{ПВ}$) вакуумной сети в процессе работы мобильной доильной установки.

В начальный момент времени при соединении между собой объемов молокосборника (V_M) с начальным давлением (p_M) и вакуумной сети ($V_{ПБ}$), ее начальное вакуумметрическое давление ($p_{ПВ}$) уменьшается до уровня давления смесеобразования (p_{Bc}), промежуточное состояние равновесия, характеризуется равенством давления во всей системе. Указанное вакуумметрическое давление (p_{Bc}) системы двух объемов (V) нельзя считать давлением состояния равновесия, так как равновесному состоянию системы соответствует начальное давление вакуумной сети ($p_{ПВ}$), то есть:

$$p_{ПВ} = p_{Bc} + \Delta p_B, \qquad (1)$$

где: p_{Bc} – вакуумметрическое давление в вакуумной системе по завершении процесса смесеобразования, Па; Δp_B – потери вакуумметрического давления в вакуумной сети, Па.

Вакуумметрическое давление смесеобразования (p_{Bc}) найдем из уравнения:

$$p_{Bc} \quad _{ATM} - p_c, \qquad (2)$$

где: p_c – абсолютная величина давления завершения смесеобразования содержания объемов $V_{ПБ}$ и V_M с соответствующими значениями начальных абсолютных давлений вакуумной сети $p_П$ и молокосборника p_M, Па; p_{ATM} – атмосферное давление, Па.

С работы [21] подставим выведенное значение абсолютного давления p_c в уравнение (2), получим:

$$p_{Bc} = p_{ATM} - \frac{p_M \cdot V_M + p_П \cdot V_{ПБ} + p_П \cdot V}{2 \cdot (V_M + V_Б + V_П)} =$$

$$= \frac{p_{ПВ} \cdot (V_M + 2 \cdot V_{ПБ})}{2} = p_{ПВ} - \frac{p_{ПВ} \cdot V_M}{2 \cdot V} = \qquad (3)$$

$$= p_{ПВ} \cdot \left(1 - \frac{V_M}{2 \cdot V} \right|$$

где: $p_{ПВ}$ – начальное вакуумметрическое давление в вакуумной сети, Па; p_M – начальное абсолютное давление в молокосборнике, причем p_M=p_{ATM}, Па; $p_П$ – начальное абсолютное давление в вакуумной сети ($p_П$=p_{ATM}–$p_{ПВ}$), Па; $V_{ПБ}$ – объем вакуумной сети ($V_{ПБ}$=$V_П$+$V_Б$), м^3; V_M – объем молокосборника, м^3; $V_Б$ – объем вакуумного баллона, м^3; V – объем системы (V=$V_{ПБ}$+V_M), м^3.

Согласно уравнению (3) можно сделать вывод о существенном влиянии объема вакуумной сети на уровень совокупного вакуумметрического давления p_{Bc}.

Приведенные графические зависимости (рис. 1) указывают на рост уровня вакуумметрического давления смесеобразования (p_{Bc}) с увеличением объема вакуумного баллона ($V_Б$) и одновременным повышением уровня начального вакуумметрического давления ($p_{ПВ}$), независимо от объема молокосборника (V_M). Это объясняется ростом составляющей парциального давления вакуумной сети и снижением парциального давления молокосборника. Причем, с увеличением объема молокосборника (V_M) снижается давление смесеобразования независимо от уровня вакуумметрического давления $p_{ПВ}$ и объема вакуумного баллона ($V_Б$).

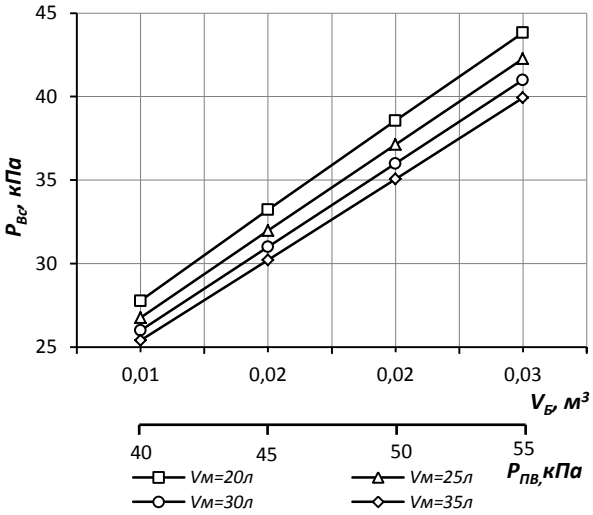


Рис. 1. Зависимость вакуумметрического давления смесеобразования p_{Bc} от объема вакуумного баллона $V_Б$ и молокоемкости V_M при различных значениях начального вакуумметрического давления $p_{ПВ}$ и условии $V_П$=const

Fig. 1. Dependence of vacuum pressure mixing p_{Bc} volume of a vacuum tank $V_Б$ and of milk collector volume V_M at different values of the initial vacuum pressure $p_{ПВ}$ provided $V_П$=*const*

Очевидно, что совокупное вакуумметрическое давление (p_{Bc}) вакуумной системы значительно ниже, чем начальное (заблаговременно заданное) вакуумметрическое давление в вакуумной магистрали ($p_{ПВ}$). Разница между данными величинами составляет потерю вакуумметрического давления (Δp_B) в вакуумной сети:

$$\Delta p_B = p_{ПВ} - p_{Bc} = p_{ПВ} - p_{ПВ} \cdot \left(1 - \frac{V_M}{2 \cdot V} = \right.$$
$$= p_{ПВ} \frac{V_M}{2 \cdot (V_{ПБ} \quad _M)}. \qquad (4)$$

Построим графические зависимости (рис. 2) потери вакуумметрического давления (Δp_B) от объемов составляющих вакуумной системы (V_M и $V_{ПБ}$) мобильной доильной установки.

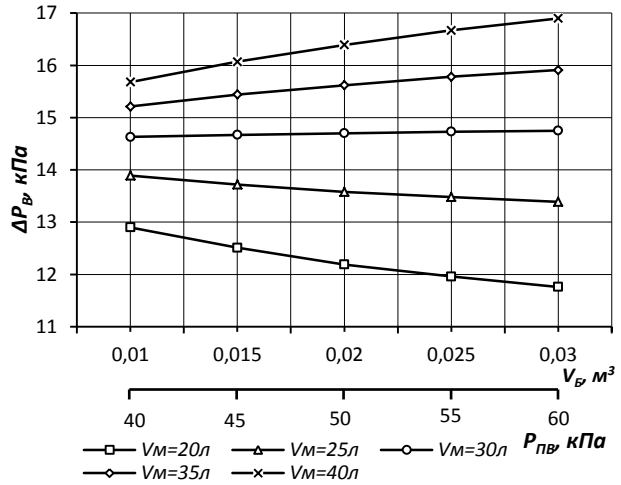


Рис. 2. Зависимость потери вакуумметрического давления Δp_B в вакуумной сети от объема вакуумного баллона $V_Б$ и молокосборника V_M при различных значениях начального вакуумметрического давления $p_{ПВ}$ и условии $V_П$=const

Fig. 2. Dependence of loss of vacuum pressure Δp_B network in the vacuum of the vacuum tank volume $V_Б$ and of milk collector volume V_M at different values of the initial vacuum pressure $p_{ПВ}$ provided $V_П$=*const*

Согласно графическим зависимостям (рис. 2), потери вакуумметрического давления (Δp_B) снижаются с увеличением объема вакуумного баллона ($V_Б$) только до некоторой величины объема молокосборника (V_M), независимо от начального вакуумметрического давления ($p_{ПВ}$). Начиная от объема молокосборника на уровне V_M=30 литрив, потери вакуумметрического давления возрастают при увеличении объема вакуумного баллона одновременно с увеличением уровня начального давления вакуумной сети. Изменение характера графических зависимостей можно объяснить ростом составляющей парциального давления молокосборника и снижением парциального давления вакуумной сети при увеличении начального вакуумметрического давления. Но, независимо от объема вакуумного баллона и начального вакуумметрического давления, потери вакуумметрического давления возрастают с увеличением объема молокосборника.

Следует обратить внимание на условное перекрещивание полученных кривых (рис. 2) напротив отметки объема вакуумного баллона, что соответствует величине $V_Б$=20л с начальным вакуумметрическим давлением $p_{ПВ}$=50 кПа. Это наталкивает на мысль о возможной теоретической целесообразность объема молокосборника в пределах 20–30л и допустимых потерь вакуумметрического давления на уровне среднего значения Δp_B=14,7 кПа, что соответствует объему молокосборника в 30л.

В уравнениях (3) и (4) наблюдается повторяемость отношения объема молокосборника к двойному объему вакуумной системы. Обозначим это соотношение через ***k*** – коэффициент кратности соотношение объемов.

В таком случае уравнение (3) и (4) примут вид:

$$p_{Bc} = p_{ПВ} \cdot (1 - k) \qquad \Delta p_B = p_{ПВ} \cdot k \qquad (5)$$

С учетом вышеприведенных зависимостей, коэффициент кратности соотношение объемов можно установить с помощью следующих уравнений:

$$k = \frac{V_M}{2 \cdot V}; \qquad k = 1 - \frac{p_{Bc}}{p_{ПВ}} \qquad k = \frac{\Delta p_B}{p_{ПВ}}. \qquad (6)$$

Выведем уравнение для установления объема вакуумного баллона с учетом потерь вакуумметрического давления. С этой целью приравняем два уравнения, по которым выводится коэффициент кратности соотношение объемов.

$$\frac{V_M}{2 \cdot V} = 1 - \frac{p_{Bc}}{_{ПВ}} \quad \Rightarrow$$
$$\frac{V_M}{2 \cdot (V_M + V_Б + V_П)} = 1 - \frac{k}{\Delta p_B} \qquad (7)$$

Выполнив ряд математических действий получим:

$$V_Б = \frac{V_M (1 - 2 \cdot \quad)}{2 \cdot \Delta p_B} \cdot p_{ПВ} - \quad _П. \qquad (8)$$

Построим графические зависимости (рис. 3) с учетом Δp_B=14,7 кПа.

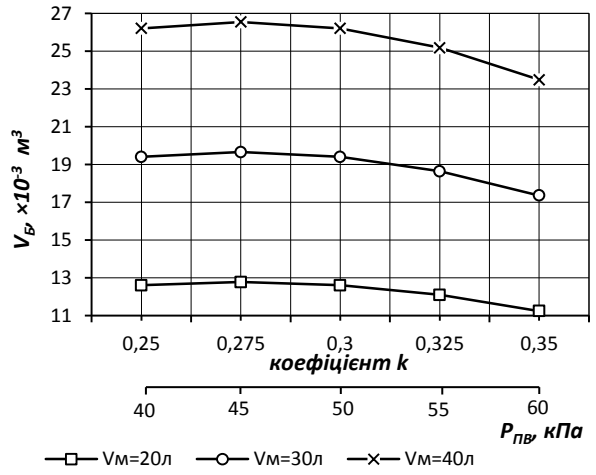


Рис. 3. Зависимость объема вакуумного баллона $V_Б$ от коэффициента кратности соотношение объемов k и фиксированных объемов молокосборника V_M при различных значениях начального вакуумметрического давления $p_{ПВ}$ и постоянной величине падения вакуумметрического давления Δp_B=14,7кПа

Fig. 3. Dependence of the vacuum tank volume $V_Б$ factor of multiplicity k ratio of volumes and milk collector volume V_M fixed at different values of the initial vacuum pressure $p_{ПВ}$ and constant value of vacuum pressure drop Δp_B=14,7kPa

Графические зависимости (см. рис. 3) указывают на необходимость существенного увеличения объема вакуумного баллона ($V_Б$) при увеличении объема молочной емкости (V_M) независимо от коэффициент кратности соотношение объемов (k) и начального вакуумметрического давления ($p_{ПВ}$). Следует отметить увеличение объема вакуумного баллона ($V_Б$) при коэффициенте кратности соотношение объемов до значения k<0,275 и постепенного снижения необходимого объема вакуумного баллона начиная от величины k>0,275 с одновременным повышением начального вакуумметрического давления ($p_{ПВ}$) независимо от об объема молочной емкости (V_M). Не меняется характер графических зависимостей при любых других значениях потерь вакуумметрического давления (Δp_B), но коэффициент кратности соотношение объемов должен быть ограничен (например, k=0,275–0,39) с учетом предельно допустимого объема вакуумного баллона ($V_Б$). Ограничивающим фактором может быть продолжительность стабилизационного периода [9], то есть, затраты времени на восстановление равновесного состояния вакуумной системы, признаком которого является восстановление первоначального вакуумметрического давления ($p_{ПВ}$) вакуумной сети, известно, что $p_{ПВ}=p_{АТМ}-p_П$. Во время работы вакуумного насоса при сочетании между собой элементов вакуумной системы, давление в молокосборнике уменьшается на величину $p_M-p_П=\Delta p_M$, а в вакуумной сети, соответственно, $p-p_П=\Delta p_П$. Рассмотрим динамику изменения давления в объемах конструктивных элементов мобильной доильной установки к первоначальному давлению ($p_П$).

Процесс восстановления первоначального абсолютного давления ($p_П$) происходит одновременно во всех объемах системы ($V_{ПБ}$ и V_M) с момента их соединения между собой. Так, через некоторое время t давление вакуумной сети изменится на некоторую величину Δp за счет перераспределения массы газа по всему объему системы (V). Насколько вакуумная сеть пополнится дополнительной массой газа, настолько молочная емкость потеряет свою массу газа до момента получения одинаковой концентрации среды системы (V). При этом имеет место переход через отметку давления системы (p) и давления завершения процесса смесеобразования (p_c) с последующим выходом к первоначальному давлению ($p_П$), которое будет общим во всей системе для обеспечения надлежащей работы исполнительных механизмов доильной установки (рис. 4).

Запишем вышеизложенное в дифференциальной форме с целью установления влияния объема составляющих вакуумной системы на динамику изменения абсолютного давления системы со временем. Для этого приравняем объемный поток газа, поступающего к вакуумной сети ($G_V^{ПБ}$) с объемным потоком массы газа из молокосборника (G_V^M), что влечет за собой изменение давления на Δp, то есть:

$$dG_V^{ПБ} = -dG_V^M \quad \Rightarrow \quad Q_V \cdot dp = -\frac{dV}{dt} \cdot p. \qquad (9)$$

Разделим переменные и решим полученное уравнение относительно dp:

$$p_t = p_p \; e^{-\frac{Q_V}{V^m} t}, \qquad (10)$$

где: p_t – значение абсолютного давления системы в заданный момент времени t, Па; p_p – максимальное значение начального давления (принимается p_p=p_M), Па; t – координата времени некоторого значения давления p_p, с; Q_V – объемный расход газа, м^3/с, примем это значение из работы [21]; V^m – объем газа который необходимо удалить из вакуумной системы для установления начального давления $p_П$, м^3, выведем из работы [21]:

$$V^m = \frac{m_П^M}{\rho_p} = \frac{V\ (p_M - p_П)}{RT \cdot \rho_p} = \\ = \frac{V\ (p_M - p\ )}{p}, \quad (11)$$

где: ρ_p – плотность газа при абсолютном давлении p_M, кг/м^3 [21]; $m_П^M$ – масса потока газа из объема V_M, кг [21]; p – абсолютное давление системы [22], Па.

Объемный поток газа (Q_V) примем квазистационарным, то есть, постоянным в любом сечении вакуумной сети без теплообмена с окружающей средой [23, 24].

$$Q_V = \upsilon \cdot S_П = \sqrt{\frac{2 \cdot (p - \ _П)}{\rho_p}} \cdot S_П, \quad (12)$$

где: $S_П$ – площадь поперечного сечения проводящей системы, м^2; υ – скорость потока газа, без учета сопротивления конструктивных элементов системы [21], м/с.

С учетом абсолютных значений давлений в элементах вакуумной системы мобильной доильной установки, построим графические зависимости (рис. 4).

Изменение абсолютного давления в вакуумной системе (рис. 4) мобильной доильной установки происходит по экспоненциальному закону, причем, с увеличением объема вакуумного баллона ($V_Б$) увеличивается время на установление начального давления вакуумной сети ($p_П$). Это можно объяснить неизменностью конструктивных параметров пропускной системы и увеличением объема газа, который необходимо удалить из вакуумной системы, с одновременным снижением движущей разницы давлений, что в конечном итоге замедляет процесс стабилизации – востановление начального давления ($p_П$). Значительную роль играет и период установления давления завершения смесеобразования (p_c), который в системах с большим вакуумным баллоном ($V_Б$) несколько длиннее (рис. 4), по сравнению с вакуумной сетью, которая не оборудованная последним.

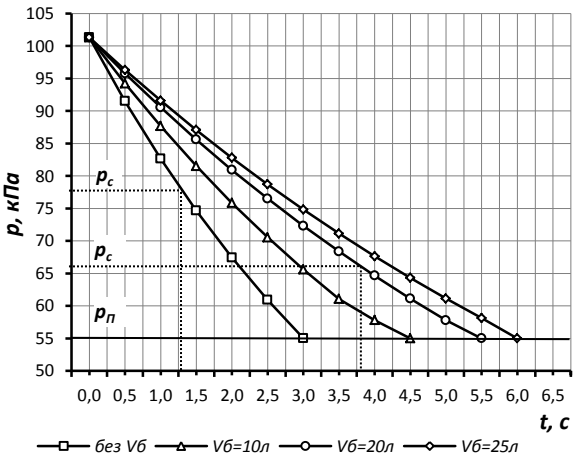


Рис. 4. Динамика изменения давления p_t в вакуумной системе на протяжении времени t с различными объемами вакуумного баллона $V_Б$ и постоянным объемом молокосборника (V_M=0,020м^3) с условием начального абсолютного давления вакуумной сети на уровне $p_П$=55кПа

Fig. 4. The dynamics of change of pressure p in the vacuum system at time t for different volumes of vacuum tank $V_Б$ subject to constant milk collector volume (V_M=0,020m^3) at an initial absolute pressure vacuum network $p_П$=55kPa

При оценке динамики изменения вакуумметрического давления, характер графических зависимостей будет отличаться от изображенных (рис. 4) с учетом полученных в данной работе уравнений (1)–(6).

ВЫВОДЫ

1. Надежность и эффективность функционирования мобильной доильной установки в значительной степени зависит от конструктивно–технологических параметров составляющих вакуумной системы. В частности, результаты теоретических исследований подтверждают целесообразность наличия вакуумного баллона в структуре мобильной доильной установки. Положительным является снижение потерь вакуумметрического давления вакуум-проводящей системой при использовании вакуумного баллона объемом

до 20л. и молокосборником общим объемом до 30л, по сравнению с доильным оборудованием, в компоновочной схеме которого отсутствует вакуумный баллон. Это положительно влияет на стабильность разрежения в вакуум–проводе доильной установки, и как следствие – надежная работа исполнительных механизмов.

2. В дальнейшем, целесообразно будет исследовать влияние конструктивных параметров элементов вакуумной системы мобильной доильной установки на динамику изменения вакуумметрического давления, до момента стабилизации на уровне начальных значений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Proyzvodstvo osnovnych vydov produktsyy zhyvotnovodstva v 2014 godu [Elektronyy resyrs] / Gosudarstvenyi komitet statystyky Ukraine. – Rezhym dostupa: http://www.ukrstat.gov.ua.

2. Revenko I. I. 2010. Perspektyvy mexanyzatsyy doeniya korov na malych fermach / I. I. Revenko, A. V. Medvedskyy // Nauk. Vystn. Nats. yn–ta bioresursov y pryrodopolzovaniya Ukraine. Ser. Technyka y energetyka APK. – Vyp. 144, ch. 4. – 82–87.

3. Lipchuk V. 2013. Uroven mechanizatsyy proizvodstvenych protsesov v fermerskych hozyaystvach v kontekste urovnoveshennogo razvytiya / V. Lipchuk, L. Gnatishin // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin. – Vol. 15. – No 4. – 126–133.

4. Vitvitskyy V. 2005. Puty snyzheniya zatrat truda v molochnom skotovodstve / V. Vitvitskyy, M. Aleksandrov // Zhyvotnovodstvo Ukraine. – №1 – 7–10.

5. Krizhanovskyy Ya. 2005. K probleme kachestva y bezopasnosty moloka krestyanskych priusadebnych chozyaistv / Ya. Krizhanovskyy, M. Golik, I. Danilenko, M. Kuchtin // Zhivotnovodstvo Ukraine. – №6 – 3–5.

6. Mazur T. 2006. Ekologiya syrogo moloka v chozyaistvach raznych form sobstvennost / T. Mazur, L. Kamishova, T. Diman // Zhivotnovodstvo Ukraine. – №4 – 7–8.

7. Rublyov V. 2013. Strukturizatsiya lyniy transportyrovky moloka ot soskov vymeny k yemkosty zbora. / V. Rublyov, Ye. Devyatko// MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin. –Vol. 16. – No 3. – 220–227.

8. Medvedskyy A. V. 2011. Sravnitelnaya otsenka system doeniya / A. V. Medvedskyy, A. V. Konovalov, S. V. Bushma, A. P. Slynko // Sb. nauk. pr. Podolskogo gos. Agrarnotechn. un–ta. – Kamenets-Podolskiy.: PDATU. – 254–258.

9. Kartashov L. P. 1982. Mashinnoye doeniye korov. / L. P. Kartashov. – M.: Kolos. – 301.

10. Obremchenko A. I. 1986. O stabylnosty vakuumnogo rezhyma doyilnych ustanovok / A. I. Obremchenko, N. A. Yakovenko // Zhyvotnovodstvo. – № 3. – 60–61.

11. Semenov Yu. P. 1980. Analiz rabotu vacuum–molochnich system doyilnych ustanovok y puty ych soverchenstvoniya. / Yu. P. Semenov // Soverchenstvoniye selskochozyaistvennoy technyky v zhyvotnovodstve. / Trudy Gorkivskogo SCHU, tom 141. – Gorkiy. – 120.

12. Fenenko A. I. 1972. Teoretycheskiye y eksperementalniye isledovaniya molokovakuumnoy systemy doyilnych ustanovok: Avtoref. dis. na soiskanye stepeny kand. techn. nauk / A. I. Fenenko. – K .: USCHA. – 26.

13. Ivantsov V. V. 1980. Vliyaniye nizkovakuumnoy doyilnoy systemy na sostoyaniye vymeny korov y kachestvo moloka. / V. V. Ivantsov, N. B. Kerymov, Yu. I. Shyrmov, S. V. Ygnatiyev // Ulutsheniye kachestva moloka y molochnych produktov / Trudy VASCHNYL. – M.: Kolos. – 272.

14. Savran V. P. 1991. Zootechnycheskye osnovy sovershenstvovanya technologiy y avtomatyzatsyy doyeniya korov na fermach promyshlennogo typa: Avtoref. dys. na soyskanye stepeny doktora s–ch nauk / V. P. Savran. – K.: USCHA. – 48.

15. Semenov Yu. P. 1980. Vliyaniye nizkovakuumnogo rezhyma na pokazately mashynnogo doyeniya. / Yu. P. Semenov, I. V. Zhylov // Soverchenstvoniye selskochozyaistvenoy technyky v zhyvotnovodstve. / Trudy Gorkivskogo SCHU, tom 141. – Gorkiy. – 120.

16. Kreylys M. L. 1987. Fyzyologiya molokootdachy y praktyka doyeniya korov: Avtoref. dys. na soyskanye stepeny doktora byologycheskiych nauk / M. L. Kreylys. – M .: NYYZH. – 33.

17. Raketskyy P. P. 1979. Vlyyaniye razlychnich rezhymov raboty doylnych apparatov na molokootdachu y fyzyologycheskoye sostoyanye molochnoy zhelezy korov: Avtoref. dis. na soiskanye stepeny kand. techn. nauk / P. P. Raketskyy. – Xhodyno. – 27.

18. Lyschynskyy S. P. 1975. Stabylyzatsya davlenya v podsoskovom prostranstve doyilnogo apparata. / S. P. Lyschynskyy // Mechanyzatsiya y elektryfykatsiya selskogo chozayistva. – K.: Urozhay. – Vyp. 34. – 126.

19. Vybor y otsenka doyilnych apparatov y molokovakuumnych system. 2002. Metodycheskiye rekomendatsiy. – Kharkov. – 84.

20. Yakovenko N. A. 1988. Vybor parametrov y rezhymov tsentralyzovanych vakuumnych system doyilnych ustanovok. / N. A. Yakovenko, A. I. Obremenko, I. K. Khlebnykov // Mechanyzatsiya y elektryfykatsiya selskogo chozayistva. – №3. – 16–18.

21. Medvedskyy A. V. 2014. Vlyyanyiye konstruktyvno–technologycheskych parametrov sostavlyayuschych vakuumnoy systemy na stabylnost rezhymnych kharakterystyk mobylnoy doyilnoy ustanovky. / A. V. Medvedskyy, S. M. Kchukarets, A. Yu. Romanyshyn // Vestnyk ZHNAEU. – Vyp. №2 (45), t. 4, ch.I. – 290–298.

22. Medvedskyy A. V. 2012. Opredeleniye technologycheskych parametrov vakuumnoy systemy mobylnoy doyilnoy ustanovky / A. V. Medvedskyy // Sb. nauk. pr. Podolskogo gos. Agrarno-techn. Un-ta. – Kamenets–Podolskiy: PDATU. – 178–181.

23. Loytsyanskyy L. G. 2003. Mechanyka zhydkosty y gaza / L. G. Loytsyanskyy. – 7–e yzd., yspr. – M.: Drofa. – 840.

24. Rumer Yu. B. 1972. Termodynamyka, ststestycheskaya fyzyka y kynetyka / Yu. B. Rumer, M. Sh. Ryvkyn. – M .: Nauka. – 400.

EFFECT OF DESIGN PARAMETERS OF MOBILE MILKING MACHINES AT LEVEL VACUUM PRESSURE

Summary. It has been established that the efficiency of machine milking of cows is greatly affected by technological and design parameters of vacuum system components in mobile milking machines. On the whole, the availability of vacuum cylinder in the design of milking machine vacuum network positively affect the qualitative and technological indices of vacuum system operation and the maintenance of high level of initial pressure stability. In the process of machine milking cows line pressure losses decrease, as compared to the assembly schemes of the systems without vacuum tank. The obtained results of theoretical investigations testify to the optimum ratio of the size of the vacuum tank to the milk collector volume.

Key words: milking machine, vacuum system, milk, pressure, vacuum line.

ОЦЕНКА КАЧЕСТВА МЕХАНИЗИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ В РАСТЕНИЕВОДСТВЕ

Владислав Зубко

Сумской национальный аграрный университет
Украина, г. Сумы, ул. Герасима Кондратьева, 160. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Vladislav Zubko

Sumy National Agrarian University
Str. Gerasim Kondratyev, 160, Sumy, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Статья посвящена вопросу повышения реализации биологических возможностей растения, путем эффективного использования агромашин, оказывающих существенное влияние на уровень эффективности выращивания озимой пшеницы. Анализ последних исследований и публикаций, общение с аграриями свидетельствуют о том, что при существующим разнообразии машин на рынке аграрной техники оценка качественных показателей использования машинных агрегатов при проведении механизированных технологических операций является недостаточной.

Существующие методики оценки качества работы машин были разработаны в основном в начале прошлого столетия и применялись к машинам и технологиям того времени. Применение современных технологий производства продукции растениеводства в сочетании с новейшими конструкциями машин и их рабочих органов требуют усовершенствование методики оценки качества их работы с использованием современных средств математической обработки.

Ключевые слова: технологическая операция, машинный агрегат, агромашина, оценка качества.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Анализ последних исследований и публикаций, общение с аграриями свидетельствуют о том, что при существующим разнообразии машин на рынке аграрной техники оценка качественных показателей использования машинных агрегатов при проведении механизированных технологических операций является недостаточной.

Существующие методики оценки качества работы машин были разработаны в основном в начале прошлого столетия и применялись к машинам и технологиям того времени.

Применение современных технологий производства продукции растениеводства в сочетании с новейшими конструкциями машин и их рабочих органов требуют усовершенствование методики оценки качества их работы с использованием современных средств математической обработки.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В технологиях производства продукции растениеводства механизация технологических процессов занимает особое место.

В научных трудах Погорелого Л.В. [1, 2], Натанзона И.Й. [3], Финна Э.А. [4, 7, 5, 6], Диденко Н.К. [8], Мельника И.И. [9, 10, 11, 12, 13, 14] и других были глубоко исследованы вопросы комплектования машинных агрегатов для обоснования рациональных комплексов машин и машинного парка. Разработаны методики обоснования рационального состава комплекса машин для производства аграрных культур с учетом различных критериев оптимизации, но очень мало внимания уделялось качеству выполнения механизированных технологических операций. Исследованиями в области качества проведения механизированных технологических операций занимались учёные во главе с Орманджи К.С. [18, 19, 20].

Исследования Мироненка В.Г. показали,

что, например, качество проведения посева обеспечивает прирост урожая до 15% [15]. Сегодня, как никогда, актуален вопрос обновления машинного парка сельскохозяйственных предприятий. Установлено, что имеющиеся в хозяйствах аграрные машины не имеют оптимальных условий хранения, что снижает их срок эксплуатации [22]. Исследованиями Демка А.А. установлено, что количество комбайнов не отвечает потребности, а имеющиеся – предельно устаревшие и изношенные, что ведет к снижению урожая во время уборки культур [16]. От того, на сколько показатели качества машинных агрегатов будут отвечать требованиям агрокультур, будет зависеть эффективность обновления машинного парка, а следовательно и эффективность хозяйствования, влияние на экологию, и наследство будущему поколению.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является представление методики оценки соответствия агромашин агротехническим условиям каждой технологической операции, обеспечивающей оптимальные условия для роста и развития (накопления энергии) растениями.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В условиях индустриализации земледелия, внедрение новой техники и интенсивных технологий важным резервом повышения валового сбора аграрных культур и снижения потерь продукции является правильное использование машинных агрегатов и улучшение качества выполнения механизированных полевых работ [17].

Каждый посевной материал агрокультуры имеет свой показатель максимальной биологической урожайности. И какой бы прогрессивной не была технология производства продукции растениеводства, увеличить урожайность за пределы биологической не представляется возможным. Поэтому целесообразно говорить исключительно о достижении максимальной биологической урожайности культуры. Рост и развитие растений в агропромышленном комплексе всегда должны сопровождаться условиями, которые необходимы для прорастания семян, роста культуры, накопления и сохранения ею энергии [21]. И этот процесс закономерен. Только обеспечение потребностей растения может гарантировать ее высокопроизводительное развитие и, как результат, формирования биологической урожайности.

Для эффективного выращивания аграрных культуры, в первую очередь определяют фазы (этапы) развития растения и устанавливают конкретные потребности, условия и сроки их реализации. Необеспечение необходимых условий на любой фазе обязательно повлияет на интенсивность развития растения на следующей фазе и, как результат, снижение урожая.

Поэтому очень важным при выращивании культуры является не только знания о потребностях растения, но и умение качественно создать условия для ее роста и развития. Обеспечение потребностей растений выполняют, как правило, проведением соответствующих технологических операций, которые в свою очередь выполняются с помощью машинных агрегатов различного назначения. Поэтому постоянно возникает проблема обоснования такого машинного агрегата (машины, рабочего органа), который бы максимально обеспечивал качественное выполнение соответствующей механизированной технологической операции.

В связи с этим разработана методика, которая позволяет установить соответствие машинных агрегатов (машин, рабочих органов) показателям агротехнических условий технологических операций. Методика проведения исследований состоит из следующих этапов. Первоначально, на основе агроклиматических свойств среды, агробиологических свойств растений и т.п., необходимо определить показатели, которые обеспечивают качество выполнения той или иной механизированной технологической операции. Количество и технологические параметры показателей каждой технологической операции, которая призвана их обеспечить, зависит от растения и его потребностей.

Таблица. Показатели качества работы дисковых борон
Table. Highlights the quality of disc harrows

Показатель	Приоритетность требований, %	Предельные размеры	Показатель соответствия баллов	Машинный агрегат							
				John Deere 8400		Т-150К		Fendt 936		Case 270	
				БДТ-10		БДТ-7,0А		БГР 6,7		БГР 4,2	
				Соответствие требованиям, % |к-во замеров |							
Отклонение от заданной глубины обработки, см	50	± 1	100	10,0	4	10,0	4	10,0	4	12,5	5
		± (1-1,5)	80	17,5	7	70,0	28	12,5	5	72,5	29
		± (1,5-2)	60	67,5	27	17,5	7	75,0	30	15,0	6
		> ±2	40	5,0	2	2,5	1	2,5	1	0,0	0
Оценка по показателю				66,5	40	77,5	40	66,0	40	79,5	40
Количество неподрезанных растений, шт. на 0,5 м^2	30	< 4	100	77,5	31	12,5	5	12,5	5	2,5	1
		5-15	80	17,5	7	62,5	25	77,5	31	15,0	6
		16-25	50	5,0	2	20,0	8	7,5	3	75,0	30
		> 25	20	0,0	0	5,0	2	2,5	1	7,5	3
Оценка по показателю				94.0	40	73.5	40	78,8	40	53,5	40
Гребнистость, см	20	< 4	100	85,0	34	62,5	25	87,5	35	22,5	9
		> 4	75	15,0	6	37,5	15	12,5	5	77,5	31
Оценка по показателю				96.3	40	90.6	40	96,9	40	80,6	40
Общие значения на операции	100			80,7	120	78,9	120	76,0	120	71,9	120

Следующим шагом методики является ранжирование показателей каждой технологической операции, поскольку каждый показатель по-разному влияет на общее качество выполнения данной операции. Ранжирование выполняется в процентах с тем, чтобы общая сумма процентов на данной операции составила 100%.

Далее необходимо установить обеспеченность работы машинного агрегата соответствующему показателю. С этой целью предполагается, что при условии обеспечения машинным агрегатом лучшего предельного значения того или иного показателя принимается за 100 баллов, а при других предельных значениях менее 100 баллов, разнесенных по соответствующим границами. Рассмотрим особенности представленной методики на примере боронования почвы различными машинными агрегатами с дисковыми рабочими органами: John Deere 8400 + БДТ-10, Т-150К + БДТ-7,0А, Fendt 936 + БГР 6,7, Case 270 + БГР 4,2.

Качество боронования определяют по трем основным показателям: глубине обработки, заделки растительных остатков и удобрений, ровности и гребнистости поверхности поля (табл.).

Для оценки равномерности глубины проведения дискования проводят не менее 20 замеров данного показателя. Замеры необходимо производить по диагонали через каждые 60-80 м, используя глубиномер. Результаты исследований (количество замеров) заносят напротив соответствующего предельного размера в колонке «количество замеров». Имея общее количество замеров и количество замеров, которые по результатам исследования относятся к конкретному значению предельного размера, рассчитывают значение колонки «соответствие требованиям», переводя численное значение количества замеров в процентное.

Для оценки заделки пожнивных остатков и удобрений осматривают поле по диагонали и замеряется площадь пропусков через 50 м, используя рамку 0,7х0,7 м (площадь 0,5 кв.м). Результаты исследований заносят аналогично, как и при анализе предыдущего показателя.

Для того чтобы оценить гребнистость и выравненность поверхности поля выполняют не менее 20 замеров соответствующих показателей. Замеры проводят по диагонали участка через каждые 40-50 м. В случае измерения гребнистости используют 2-х метровую линейку, при исследовании выравненности – бороздомер. Результаты исследований заносят аналогично, как и при анализе первого показателя.

Полученные результаты полевых исследований машинного агрегата заносят в таблицу в соответственные колонки.

Показатель качества ($k_{пок_i}$) выполнения механизированной технологической операции по каждому конкретному показателю, после определения показателей, приоритетности требований, предельных размеров показателей, показателей соответствия требованиям, определяют по формуле:

$$k_{пок_i} = \frac{\sum_{i=1}^{n}(a_i * в_i)}{100},$$

где: a_i – показатель соответствия, который отвечает *i*-му предельному размеру, баллы; $в_i$ – соответствие требованиям, который пришелся на *i*-й предельный размер, %.

Общее значение показателя качества технологической операции ($k_{то}$) в соответствии с полученными результатами исследования рассчитываем по формуле:

$$k_{то} = \frac{\sum_{i=1}^{n}(P_i * k_{пок_i})}{100},$$

где: P_i – приоритетность требований *i*-го показателя при формировании урожайности, %; $k_{пок_i}$ – показатель качества выполнения механизированной технологической операции по каждому конкретному показателю.

Результаты исследований и их обработка выполнены с помощью Microsoft Office (таблица).

ВЫВОДЫ

1. Анализ предложенной методики для оценки качества работы машинных агрегатов на примере боронования показывает, что она позволяет глубоко оценить работу агрегатов по каждому конкретному показателю и в це-

лом на операции. Для эффективной оценки машинного агрегата на предмет его соответствия требованиям культуры необходимым условием является правильно установить показатели по операции, провести их ранжирование согласно приоритетности требований и установить вес каждого показателя.

2. Что касается работы приведенных машинных агрегатов, то для каждой машины соответствие требованиям в отношении предельных размеров, неодинакова и различается в зависимости от показателя.

3. У каждой машины есть свои особенности, что мы и наблюдаем анализируя оценки по показателям каждой машины. И здесь очень важно, чтобы машины обеспечивали основные требования к операции, характеризующиеся приоритетностью требований. Так, например, по показателю отклонения от заданной глубины обработки машинный агрегат в составе Fendt 936 + БГР 6,7 имеет оценку по показателю 66, что является наименьшим среди машинных агрегатов, исследуются. При этом, машинный агрегат в составе Т-150К + БДТ-7,0А имеет один из самых высоких показатель, равный 77,5.

4. Несмотря на разницу показателей наблюдается четкая тенденция зависимости ширины захвата машины и показателя качества: чем больше ширина захвата дисковой бороны тем лучше обеспеченность показателей качества. Так общее значение на операции машинного агрегата в составе Case 270 + БГР 4,2 равна 71,9, что является наименьшим среди исследуемых машинных агрегатов. При этом, самое высокое значение показателя имеет машинный агрегат в составе John Deere 8400 + БДТ-10, равное 80,7.

5. Таким образом предложенная методика позволяет оценивать работу машинных агрегатов как по конкретному показателю качества, так и сравнить значение показателя качества при работе различных машинных агрегатов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Pogorelyiy L.V. 1976. Primenenie metodov sistemnogo analiza pri ispyitaniyah selskohozyaystvennoy tehniki / L.V. Pogorelyiy, V.V. Brey // Obzornaya informatsiya TsNIITEI V/O “Selhoztehnika”. – M. : TsNIITEI V/O “Selhoztehnika”. – 68.

2. Pogorelyiy L.V. 1989. Nauchnyie osnovyi povyisheniya proizvoditelnosti selskohozyaystvennoy tehniki / Pogorelyiy L.V., Bilskiy V.G., Kononenko N.P. – K.: Urozhay. – 240.

3. Natanzon I.Y. 1961. Komplektuvannya mashinno-traktornogo parku kolgospiv i radgospiv riznih zon URSR. / Natanzon I.Y. – K. : Vid-vo Ukr. akad. s.g. nauk. – 104.

4. Gubko V.R. 1972. Pitannya metodiki i rezultati rozrahunkiv mashinno-traktornogo parku na EOM / V.R. Gubko, E.A. Finn, L.M. Kozakova ; golov. red. V.S. Kramarov // Zastosuvannya matematichnih metodIv u doslIdzhennyah skladnih protsesIv sIlskogospodarskogo virobnitstva. – K. : Urozhay. – 10–17.

5. Finn E.A. 1966. Metod rascheta optimalnogo MTP selskohozyaystvennogo predpriyatiya na EVM / E.A. Finn, V.V. Shkurba, L.N. Kom-zakova // Opredelenie sostava MTP s ispolzovaniem matematicheskogo programmi-rovaniya : materialyi vyiezdnogo plenuma otd-niya mehanizatsii i elektrifikatsii sel. hoz-va VASHNIL v 1964g. ; otvetstvennyiy za vyipusk N.V. Gerasimov – M.: Kolos. – 25–42.

6. Finn E.A. 1989. Optimizatsiya ekspluatatsionnyih sistem selskohozyaystvennoy tehniki : avtoref. dis. na soiskanie uchyonoy stepeni d-ra tehn. nauk : spets. 05.20.03 “Ekspluatatsiya, vosstanovlenie i remont selskohozyaystvennoy tehniki”; 05.13.06 “Avtomatizirovannyie sistemyi upravleniya” / E. A Finn. – Novosibirsk. – 40.

7. Gubko V.R. 1972. Opredelenie sostava mashinno-traktornogo parka dlya hozyaystv osnovnyih zon Ukrainskoy SSR / Gubko V.R., Finn E.A., Varshavskiy M.L. – K.: UkrNIINTI. – 44.

8. Didenko N.K. 1980. Obosnovanie sostava kompleksov mashin dlya rastenievodstva / N.K. Didenko, V.D. Grechkosey, I.I. Melnik // Mehanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo hozyaystva. – № 9. – 4–5.

9. Melnik I.I. 2004. Optimizatsiya kompleksiv mashin i strukturi mashinnogo parku ta planuvannya tehnichnogo servisu : navchalniy posibnik / I.I. Melnik, V.D. Grechkosiy, V.V. Marchenko. – K.: VVTs NAU. – 151.

10. Melnik I.I. 2005. Efektivnist mehani-

zovanogo virobnitstva yaroyi pshenitsi / I.I. Melnik, V.D. Grechkosiy, G.R. Gavrilyuk, R.V. Shatrov // Agronom. – № 2. – 92–98.

11. Melnik I.I. 2006. Progresivni mehanizovani tehnologiyi v roslinnitstvi / I.I. Melnik, V.D. Grechkosiy // Elektrotehnika i mehanika. – № 1. – 4–5.

12. Melnik I. 2004. Kompleksna mehanizatsiya virobnitstva ozimogo ripaku / I. Melnik, V. GrechkosIy, V. Marchenko // Propozitsiya. – № 2. – 46, 50.

13. Melnik I. 2004. Kompleksna mehanizatsiya virobnitstva ozimogo ripaku / I. Melnik, V. GrechkosIy, V. Marchenko // Propozitsiya. – № 3. – 44.

14. Melnik I. 2004. Kompleksna mehanizatsiya virobnitstva ozimogo ripaku / I. Melnik, V. GrechkosIy, V. Marchenko // Propozitsiya. – – № 5. – 40–41.

15. Myronenko V 2010. Operativne keruvannya yakIstyu vikonannya tehnologichnih protsesiv u roslinnitstvi / V.G. Mironenko // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Tom 12 B. – 19–26.

16. Demko A. 2009. Efektivnist vikoristannya mobilnoyi silgosptehniki / A. Demko // Propozitsiya. – № 7. – 108–111.

17. Melnyk I 2010. Optimizatsiya parametriv roboti mashinnih agregatIv pri vikonanni polovih robit / I. Melnyk, V. Sapsay, V. Zybko // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Tom 12 B. – 109–114.

18. Ormandzhi K.S. 1982. Metodika razrabotki operatsionnoy tehnologii mehanizirovannyih polevyih rabot / Ormandzhi K.S., Kirt-baya Y.K., Barabash G.I. – M.: PMU TsOPKB VIM. – 191.

19. Ormandzhi K.S. 1991. Kontrol kachestva polevyih rabot. Spravochnik / Ormandzhi K.S. – M.: Rosagropromizdat. – 191.

20. Ormandzhi K.S. 1976. Otsenka kachestva mehanizirovannyih rabot v polevodstve. / Ormandzhi K.S. – M.: Rosselhozizdat. – 110.

21. Aniskevych L. 2010. Metodika visokotochnogo kartografuvannya vrozhaynostI zernovih kultur / L. Aniskevich, F. Zaharin // Motrol. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Tom 12 B. – 76–85.

22. Mihaylovich Y. 2010. Kogo turbue stan parku traktoriv / Y. Mihaylovich // Propozitsiya. – № 1. – 102–107.

EVALUATION OF QUALITY OF MECHANIZED MANUFACTURING OPERATIONS IN PLANT

Summary. The paper focuses on improving the implementation of the biological capacity plants, through the effective use of agronomic machines that have a significant impact on the efficiency of winter wheat. Article is devoted to a question of increase of realization of biological opportunities of a plant, by effective use of the agromachines having essential impact on the level of efficiency of cultivation of winter wheat. The analysis of the last researches and publications, communication with landowners testify that at existing a variety of cars in the market of agrarian equipment an assessment of quality indicators of use of machine units when carrying out the mechanized technological operations is insufficient.

The existing techniques of an assessment of quality of operation of machines were developed in the basic at the beginning of last century and were applied to cars and technologies of that time. Application of modern production technologies of production of plant growing in combination with the newest designs of cars and their working bodies demand improvement of a technique of an assessment of quality of their work with use of modern means of mathematical processing.

Key words: technological operation, machine assembly, machine agronomic, quality assessment.

ПРИМЕНЕНИЕ НАКОПИТЕЛЯ ЭНЕРГИИ В СОСТАВЕ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

Руслан Олядничук

Уманский национальный университет садоводства
Ул. Институтская, 1, г. Умань, Черкасская обл., Украина.
E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Ruslan Olyadnichuk

Uman National University of Horticulture
Str. Heroiv 1, Uman, Cherkasy Region, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В работе рассматривается влияние механического накопителя энергии на энергетические и технико-экономические показатели работы почвообрабатывающего агрегата На основании проведенного анализа установлено, что существующие схемные и конструктивные решения построения МТА не удовлетворяют условиям движения с постоянной технологической скоростью и работе двигателя в зоне минимального потребления топлива.

Установлено, что для существующих тракторов, которые преимущественно имеют механический привод ВОМ, целесообразно применять механический накопитель кинетической энергии в виде дополнительного маховика.

Целесообразность внедрения МНЭ подтверждена полевыми испытаниями макетного образца.

Ключевые слова: почвообрабатывающий машинно-тракторный агрегат, механический накопитель энергии, режимы работы двигателя, показатели работы агрегата

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Особенностью работы почвообрабатывающего агрегата является неустановившийся характер сил сопротивления движения, величина которых во время работы непрерывно изменяется в значительных пределах. Колебательный характер нагрузки негативно влияет на энергетические и технико-экономические показатели работы агрегата, а также на необходимость резервирования мощности (в пределах 15–20% от номинально необходимой) для преодоления систематически возникающих пиковых сопротивлений движению и обеспечению технологической скорости машинно-тракторного агрегата (МТА) в заданных пределах.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Влияние изменчивой внешней нагрузки на показатели тракторов и МТА рассмотренны в роботах Агеева Л.Э. [1], Гольверка А.А. [2], Ксеневича И.П. [3], Кутькова Г.М. [4], Плаксина А.М. [5] и других [6, 7, 8].

Установлено, что снижение тяговой мощности и скорости движения различных моделей тракторов практически мало отличаются между собой. В результате исследований других авторов установлено, что тяговая мощность и скорость движения трактора при переменной нагрузке уменьшаются при экстремальных условиях эксплуатации на 16 %, а при нормальных – на 7 % по сравнению с постоянной нагрузкой. При увеличении нагрузки до 30 % и работе двигателя в номинальном режиме, средняя частота вращения коленчатого вала может уменьшаться до 15 % от номинальной, что соответствует снижению рабочей скорости трактора на 15% [2].

Исследования топливной экономичности МТА проводятся в двух направлениях – определение и анализ зависимостей потребления топлива МТА в процессе выполнения технологической операции и влияние различных факторов на величину часового и погектарного расхода топлива [9]. Второе

направление связано с определением топливной экономичности тракторов по результатам стендовых и тяговых испытаний.

Установлено [10, 11], что наиболее прогрессивными методами улучшения энергетических и технико-экономических показателей работы почвообрабатывающих МТА считаются методы, которые базируются на согласовании характеристик двигателя и потребляемой мощности, а также оптимизации режимов работы ДВС в соответствии с условиями работы агрегата. Основой улучшения топливной экономичности является оптимизация режимов работы ДВС с одновременным смещением диапазона в зону минимального удельного расхода топлива [2].

Создание агрегатов, которые оснащаются комбинированными моторно-трансмиссионными установками способствуют установлению компромиссного технического решения: с одной стороны – они уменьшают расход топлива, а с другой – повышают технико-эксплуатационные показатели агрегата. Подобные системы имеют обычный двигатель внутреннего сгорания, который рассчитан на длительную реализацию энергии, а также буферный накопитель энергии (аккумуляторную батарею, блок конденсаторов, маховик и др.), который предназначен для кратковременного использования при преодолении пиковых уровней нагрузок [12–15]. В результате, появляется возможность близкого к стационарному режиму работы ДВС, в котором он характеризуется наиболее высокой топливной экономичностью.

Для более полного анализа влияния нестационарных условий работы на энергетические и технико-экономические показатели агрегатов усовершенствуются математические модели движения МТА [16–20].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является улучшение технико-экономических показателей почвообрабатывающего агрегата путем согласования характеристик потребления переменной мощности с источником постоянной мощности при помощи накопителя энергии.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

В качестве объекта исследований был выбран широко распространенный почвообрабатывающий агрегат в составе трактора Т–150К, противоэрозионного культиватора КПЭ–3,8 и макетного образца механического накопителя энергии (МНЭ).

Для проведения полевых исследований был изготовлен макетный образец МНЭ, который состоит из неоднородного маховика и приводится в действие через мультипликатор и карданную передачу от ВОМ трактора. Это устройство вмонтировано в демпфер, который установлен на раме орудия. Параметры процессов фиксировались с помощью разработанного измерительно-регистрирующего комплекса, который позволяет отслеживать изменения величин тягового сопротивления орудия, частоты вращения ДВС, абсолютной и теоретической скоростей движения МТА и расхода топлива.

В результате теоретических исследований была выдвинута рабочая гипотеза, в соответствии с которой, технико-экономические показатели работы почвообрабатывающего МТА существенно зависят от величины отклонения от экономичного режима работы ДВС. Установлено, что основное влияние на режим работы двигателя создают следующие факторы: приведенный момент сопротивления движению (M_c) и приведенный момент инерции маховика МНЭ ($M_м$). Для исследования влияния переменных факторов на технологический процесс применен трехуровневый D–оптимальный план Бокса–Бенкина второго порядка. Результаты экспериментальных исследований режимов работы двигателя представлены в таблице 1 и реализации изменений соответствующих показателей на рис. 1 – рис. 5. Анализ результатов исследований показал, что при выполнении технологической операции на разных передачах возникает тяговое сопротивление орудия с подобными характеристиками (рис. 1). При движении на третьей передаче рабочего диапазона двигатель работает на регуляторной ветви характеристики, о чем свидетельствует среднее значение угловой скорости коленчатого вала двигателя 226,9 рад/с и ее незначительное колебание (рис. 2а).

Таблица 1. Результаты экспериментальных исследований режимов работы двигателя
Table 1. The results of experimental investigations of modes of engine

№ передачи	Наличие МНЭ	Среднее значение	МАКС	МИН	Дисперсия	Среднеквадратическое отклонение	Коэффициент вариации
Тяговое сопротивление орудия, кН							
3	–	21,4	32,7	12, 3	16,0	4,0	0,19
4	+	22,7	36,0	13,0	16,1	4,0	0,18
Угловая скорость вала двигателя, рад/с							
3	–	226,9	230,1	223,9	1,6	1,3	0,006
4	+	193,5	209,7	180,6	39,5	6,3	0,032
Эффективная мощность двигателя, кВт							
3	–	84,3	105,4	53,1	111,0	10,5	0,12
4	+	113,2	116,4	109,4	2,8	1,7	0,01
Удельный расход топлива, г/(кВт× ч).							
3	–	307,5	352,1	271,4	276,2	16,6	0,05
4	+	241,1	244,4	240,5	0,33	0,57	0,002

Данный режим работы ДВС характеризуется эффективной мощностью (рис. 3а), которая меняется в пределах 53,1–105,4 кВт со средним значением 84,3 кВт и повышенным удельным расходом топлива (рис. 4а) среднее значение которого составляет 307,5 г/кВт ч.

При движении на четвертой передаче, вследствие уменьшения передаточного отношения трансмиссии, возрастает момент нагрузки двигателя, который приводит к снижению частоты вращения двигателя. Двигатель переходит в режим корректорной ветви характеристики. Применение накопителя энергии в составе агрегата стабилизирует угловую скорость вращения двигателя в пределах 180,6–209,7 рад/с с величиной среднего значения – 193,5 рад/с (рис.2б), в базовом агрегате, при данной нагрузке происходит значительное снижение частоты вращения, что может привести к остановке двигателя. Благодаря применению МНЭ удалось улучшить энергетические показатели работы ДВС. Область рассеяния величины эффективной мощности (рис.3б) составляет 109,4–116,4 кВт при среднем значении 113,2 кВт. В процентном соотношении к третьей передаче происходит рост эффективной мощности на 34% и уменьшение удельного расхода топлива (рис. 4б) на 21,6%, что варьируется в пределах 240,5–244,4 г/(кВт×ч) со средним значением величины 241,1 г/(кВт× ч).

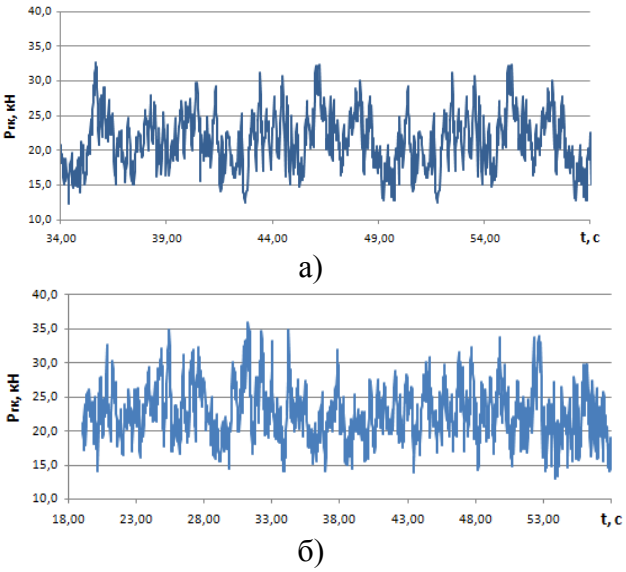
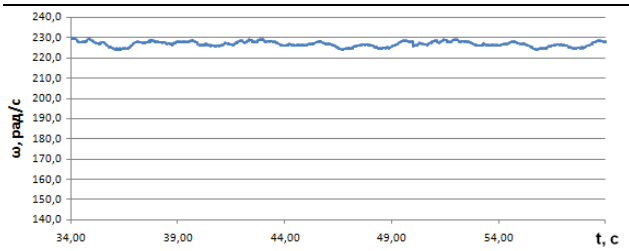
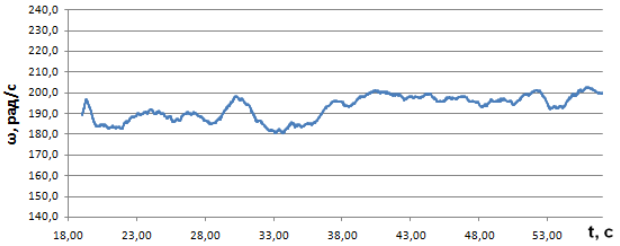


Рис. 1. Реализация изменения тягового сопротивления орудия: а) без накопителя энергии, б) с накопителем энергии

Fig. 1. Implementation of changes resistance of the implement: a) without energy accumulator, b) with energy accumulator



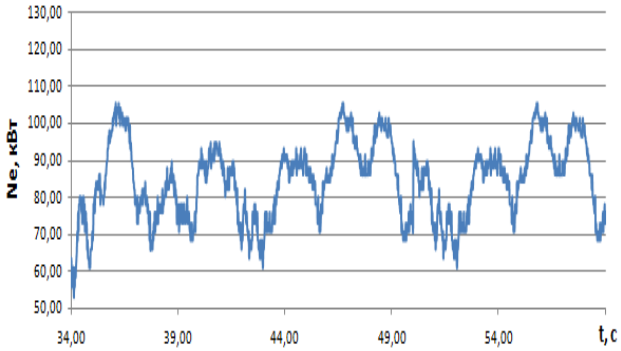
а) без накопителя энергии



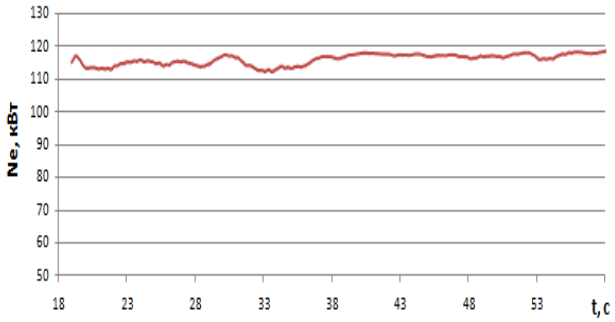
б) с МНЭ

Рис. 2. Реализация изменения угловой скорости коленчатого вала двигателя

Fig. 2. Implementation of change of the angular velocity of the crankshaft of the engine: a) without energy accumulator; b) with energy accumulator



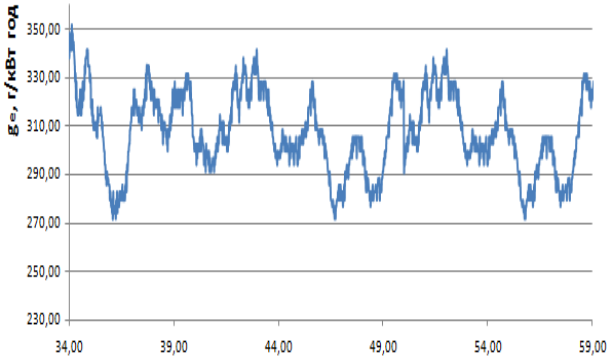
а) без накопителя энергии



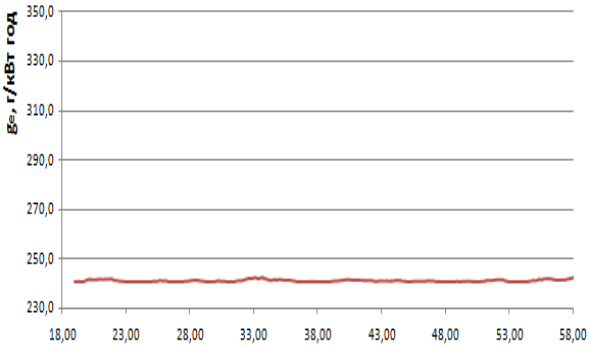
б) с накопителем энергии

Рис. 3. Реализация изменения эффективной мощности двигателя

Fig. 3. Implementation of changes in engine output: a) without energy accumulator; b) with energy accumulator



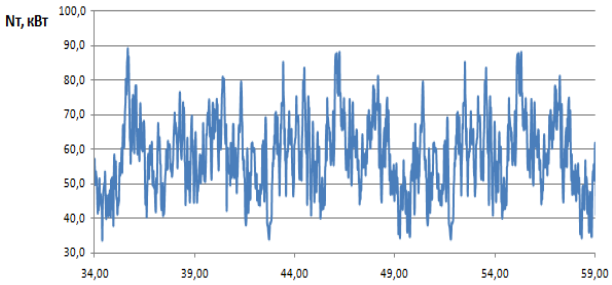
а) без накопителя энергии



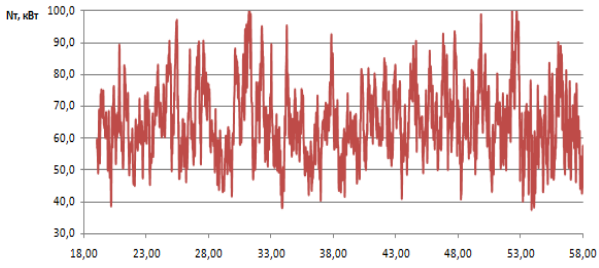
б) с накопителем энергии

Рис. 4. Реализация изменения удельного расхода топлива двигателя

Fig. 4. Implementation of changes in specific fuel consumption of the engine: a) without energy accumulator; b) with energy accumulator



а)



б)

Рис. 5. Реализация изменения тяговой мощности: а) без накопителя энергии; б) с накопителем энергии

Fig. 5. The implementation of changes traction power: a) without energy accumulator; b) with energy accumulator

Таблица 2. Результаты экспериментальных исследований режимов работы агрегата
Table 2. The results of experimental investigations of the aggregate

№ передачи тракора	Наличие МНЭ	Среднее значение	МАКС	МИН	Дисперсия	Среднеквадратическое отклонение	Коэффициент вариации
Тяговая мощность агрегата, кВт							
3	–	58,2	89,0	33,7	116,7	10,8	0,19
4	+	65,1	103,5	37,5	138,7	11,8	0,18
Поступательная скорость движения агрегата, м/с							
3	–	2,56	2,59	2,53	0,0002	0,014	0,006
4	+	2,87	3,11	2,68	0,0087	0,093	0,032

Характер изменения энергетических показателей (рис. 3б и рис. 4б) объясняется небольшой величиной угла наклона кривой корректорной ветви характеристики двигателя. В зависимости от режима работы ДВС была произведена оценка энергетических и технико-экономических показатели работы почвообрабатывающего МТА. Результаты экспериментальных исследований режимов работы агрегата представлены в таблице 2 и реализации изменений соответствующих показателей на рис. 5 и рис. 6.

В результате обработки статистических данных движения почвообрабатывающего агрегата при нормальных условиях эксплуатации получено, что применение МНЭ увеличивает среднюю тяговую мощность трактора на 11,8% до 65,1 кВт и поступательную скорость движения на 12,1% до 2,87 м/с. Повышение скорости движения на 0,31 м/с способствует увеличению производительности агрегата с 3,50 до 3,99 га/ч., что составляет 12,3 %. Анализ изменения погектарного расхода топлива показал экономию с 7,36 до 6,8 кг/га, что в процентном соотношении составляет 7,6 %.

Анализ статистических характеристик реализаций по разным показателям показал увеличение коэффициента вариации и степени неравномерности при использовании МНЭ, поскольку дизельный двигатель работает на корректорной ветви характеристики, которая характеризуется плавным изменением зависимостей крутящего момента и удельного расхода топлива от частоты вращения вала. Однако, наблюдается существенное изменение величины средних значений данных показателей.

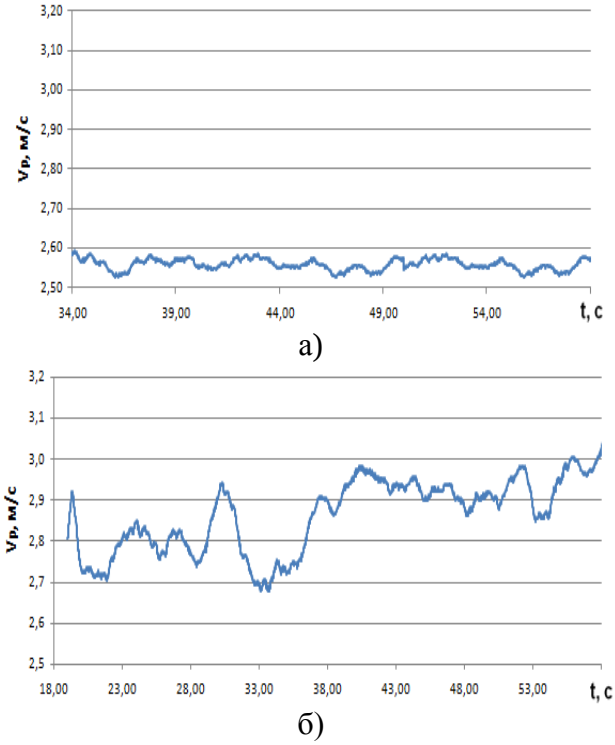


Рис. 6. Реализация изменения скорости движения агрегата: а) без накопителя энергии; б) с накопителем энергии

Fig. 6. Implementation of changes in the speed of the aggregate: a) without energy accumulator; b) with energy accumulator

ВЫВОДЫ

1. На основании проведенного анализа установлено, что существующие схемные и конструктивные решения построения МТА не удовлетворяют условиям движения с постоянной технологической скоростью и работе двигателя в зоне минимального потребления топлива.

2. Установлено, что для существующих тракторов, которые преимущественно имеют

механический привод ВОМ, целесообразно применять механический накопитель кинетической энергии в виде дополнительного маховика.

3. Целесообразность внедрения МНЭ подтверждена полевыми испытаниями макетного образца.

4. Применение МНЭ в технологическом процессе возделывания почвы позволяет улучшить энергетические свойства агрегата, уменьшить погектарный расход топлива – на 7,6 % и повысить производительность за час чистого времени на 12,3%.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Ageyev L.Ye. 1978. Osnovy raschota optimalnykh rezhimov raboty mashinno–traktornykh agregatov / L.Ye. Ageyev. – L.: Kolos. – 288.

2. Golverk A.A. 1987. Metodicheskiye rekomendacii opredeleniyu effektivnosti i toplivnoy ekonomichnosti traktornikh dvigateley pri normalnikh i ekstrimalnikh usloviyakh / A.A. Golverk. − K.: UNIIMESKH. – 70.

3. Ksenevich I.P. 1991. Traktory. Proektirovaniye, konstruirovaniye i raschot / I.P. Ksenevich, V.V. Guskov, N.F. Bocharov. – M: Mashinostroyeniye. – 544.

4. Kut'kov G.M. 1995. Osnovy teorii traktora i avtomobilya: uchebnoye posobiye / G.M. Kut'kov. – M.: MGAU. – 274.

5. Kostyuchenkov N.V. 2010. Ekspluatacionnyye svoystva mobilnykh agregatov: uchebnoye posobiye / N.V. Kostyuchenkov, A.M. Plaksin; pod. red. Plaksina A.M. – Astana: KATU im. S. Seyfulina – 204.

6. Zavora V.A. 2004. Osnovy ekspluatacii mobilnykh selskokhozyaystvennykh agregatov / V.A. Zavora. – Barnaul. – 256.

7. Samsonov V.A. 2000. Osnovy teorii mobilnykh selskokhozyaystvennykh agregatov / V.A. Samsonov, A.A. Zangiyev, Yu.F. Lachuga [i dr.]. – M.: Kolos. – 248.

8. Babickiy L.F. 2006. Snizheniye energozatrat i povysheniye effektivnosti raboty pochvoobrabatyvayushchikh mashinno-traktornykh agregatov / L.F. Babickiy, V.I. Tarasenko, G.A. Lapenko // Mekhanizaciya ta elektryfikaciya silskogo gospodarstva. Visnyk Poltavskoyi derzhavnoyi agrarnoyi akademiyi. – Poltava: Poltavska derzhavna agrarna akademiya. − № 4. – 12−16.

9. Cherepanov S.S. 1998. Sovershenstvovaniye mashinoispolzovaniya v selskom khozyaystve / S.S. Cherepanov. – M.: GOSNITI. – 212.

10. Ksenevich I.P. 2000. Selskokhozyaystvennyy traktor XXI veka / I.P. Ksenevich, V.A. Rusanov, V.G. Shevcov // Mobilnaya energetika, energosberezheniye, ispolzovaniye selskokhozyaystvennoy tekhniki i tekhnicheskiy servis, avtomatizaciya i informacionnyye tekhnologii. – M.: VIM. – T. 133. – 3−10.

11. Varvarov L.N. 1998. Povysheniye toplivnoy ekonomichnosti dvigatelya za schot optimizacii rezhimov raboty traktornogo agregata / L.N. Varvarov // Sbornik trudov “Traktornaya energetika v rasteniyevodstve”. – Kharkov: KHGTUSKH. – 46–51.

12. Gulia N.V. 1976. Makhovichniye dvigately / N.V. Gulina – M.: Mashinostroyeniye. – 172.

13. Dolgov I.A. 2006. Tendencii razvitiya konstrukciy motorno–transmissionnykh ustanovok I selskokhozyaystvennikh traktorov / I.A. Dolgov // Traktory i selskokhozyaystvenniye mashiny. − № 6.

14. Tretyak V.M. 2009. Porivnyalne obgruntuvannya roboty modulnykh tyagovo–transportnykh zasobiv z robotoyu traktoriv / [Tretyak V.M., Olyadnichuk R.V., Petrychenko V.S., Potapov M.M.] // Mizhvidomchyy tematychnyy naukovyy zbirnyk. Mekhanizaciya ta elektryfikaciya silskogo gospodarstva. − Glevakha: NNC “IMESG”. – Vyp. 93. – 236−246.

15. Kravchenko V.A. 2010. Vliyaniye peremennoy inercionnoy massy dvigatelya na nekotoriye pokazateli razgona mashinno–traktornogo agregata / V.A. Kravchenko // Vestnik agrarnoy nauki Dona. – № 3. – 35–40.

16. Anton Antocenkov. 2013. Teoreticheskiye issledovaniya dinamicheskoy modeli kolyosnogo traktora klassa 30kN /Anton Antocenkov // Motrol. – Lublin. – Vol. 15, № 7. – 170 – 175.

17. Oleksandr Borysenko. 2011. Imitaciyne modeluvannya roboty polyovykh agregativ /Oleksandr Borysenko // Motrol. – Lublin. – Vol. 13. – 80 – 86.

18. Zhutov A.G. 2010. Matematicheskaya model MTA / A.G. Zhutov, V.I. Avramov, A.A. Karsakov // Traktory i selskokhozyaystvenniye mashiny. − № 2. – 24−25.

19. Kut'kov G.M. 2006. Metodika raschota teoreticheskoy tyagovo-dinamicheskoy kharakteristiki traktora / G.M. Kut'kov, V.N. Sidorov // Traktory i selskokhozyaystvennyye mashiny. − № 9.− 20−23.

20. Plaksin A.M. 2000. Metodika energeticheskoy ocenki mashinno-traktornykh agregatov / A.M. Plaksin // Vestnik CHGAU.− Chelyabinsk.− Tom 31. – 43–48.

APPLICATION OF ENERGY ACCUMULATORS AS PART OF SOIL CULTIVATING AGGREGATE

Summary. In paper the effect of mechanical energy accumulator for energy and technical-economic indicators of soil cultivating aggregate. In work influence of the mechanical store of energy on power and technical and economic indicators of operation of the soil-cultivating unit on the basis of the carried-out analysis is considered is established that the existing circuit and constructive solutions of creation don't meet traffic conditions with a constant technological speed and operation of the engine in a zone of the minimum consumption of fuel. It is established that for the existing tractors which mainly have the mechanical drive, it is expedient to use the mechanical store of kinetic energy in the form of an additional flywheel. Expediency of introduction is confirmed with field tests of a model sample.

Key words: soil cultivating aggregate, mechanical energy accumulator, selection of engine mode, indicators of aggregate.

КИНЕМАТИКА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ УПЛОТНЯЮЩЕГО КАТКА С ПЛАСТОМ ПОЧВЫ ОГРАНИЧЕННОЙ ГЛУБИНЫ

Владимир Ковбаса[1], Виталий Курка[1], Виктор Пинчук[1], Али Кадем Ахмед[2]

[1]Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]Сумский национальный аграрный университет
Ул. Герасима Кондратьева, 160, г. Сумы, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Volodymyr Kovbasa[1], Vitaliy Kurka[1], Viktor Pinchuk[1], Ali Kadem Achmed[2]

[1]National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua
[2]Sumy National Agrarian University
Str. Gerasim Kondratyev, 160, Sumy, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В статье приведены анализ распределения перемещений и деформаций среды, которая допускает формализацию как упругая сплошная среда ограниченная по глубине под действием катка в плоской постановке. Приведенные аналитические зависимости деформаций на поверхности контакта каток–среда. Во многих задачах техники возникает необходимость определения контактных деформаций и напряжений, а также распределения перемещений, деформаций и напряжений в среде под действием деформаторовразной геометрической формы. Одной из таких задач есть определения характера деформаций и напряжений, а также контактных напряжений на поверхности с дальнейшим определением сил сопротивления при взаимодействии жесткого катка с деформированной средой.

Ключевые слова: каток, пласт почвы, кинематика взаимодействия, деформация среды.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Во многих задачах техники возникает необходимость определения контактных деформаций и напряжений, а также распределения перемещений, деформаций и напряжений в среде под действием деформаторовразной геометрической формы. Одной из таких задач есть определения характера деформаций и напряжений, а также контактных напряжений на поверхности с дальнейшим определением сил сопротивления при взаимодействии жесткого катка с деформированной средой.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Решение задачи контактного взаимодействия каток – упругая сплошная среда для оптимизации параметров и режимов работы уплотняющего катка.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Вследствие симметричности действия катка относительно продольно–вертикальной плоскости может решаться задача в плоской постановке. Плоская постановка задачи оправдана отсутствием возможности деформирования в поперечном направлении, поскольку каток действует по всей ширине среды, размещенной в абсолютно жестких стенках. Схема взаимодействия катка со средой в общем случае представлена на рис. 1. Среда, на которую действует каток в плоской постановке задачи, характеризуется размерами: в направлении оси OZ – H, в направлении оси OX – ∞. При этом дневная поверхность среды совпадает с осью OX. Нижняя граница среды на расстоянии H от оси OX ограничена абсолютно жесткой недвижимой основой. Система координат, в которой представлена поверхность катка $\xi O\zeta\sqrt{a^2+b^2}$, совпадает с системой координат среды за направлениями XOZ.

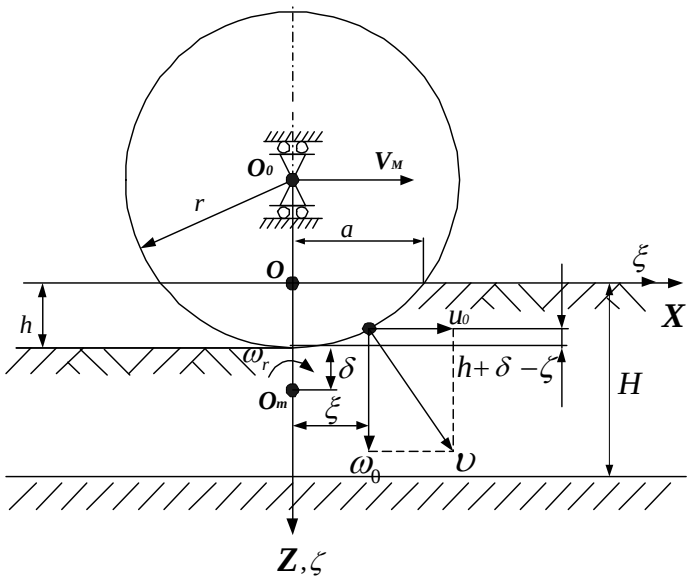


Рис. 1. Схема взаимодействия уплотняющего катка со средой ограниченной глубины H
Fig. 1. Scheme of interaction with the environment packer roller limited depth H

Поверхность цилиндрического катка в системе координат $\xi O\zeta$ при размещении оси катка в точке O_0 выражается уравнением неявного вида (рис. 1):

$$r = \left(\zeta + r - h\right)^2 + \xi^2,$$

и в параметрическом виде:

$$\xi = r\sin\theta,\ \zeta = r\cos\theta - \left(r - h\right), \quad (1)$$

где: θ – угол поворота радиуса.

Половина горизонтальной проекции и вертикальная проекция (глубина хода) зоны контакта связаны соотношениями:

$$a = \sqrt{2hr - h^2},\ h = r - \sqrt{r^2 - h^2}.$$

Из условий постановки задачи, ось катка имеет возможность перемещения лишь в направлении оси OX со скоростью V_m, при этом перемещение в вертикальном направлении запрещены. При таких условиях точки контакта катка со средой будут оборачиваться вокруг мгновенного центра обращения O_m, который находится на оси OZ idem $O\zeta$ на расстоянии δ от нижней точки контакта каток – среда, с угловой скоростью:

$$\omega_r = V_m / \left(r + \delta\right),$$

где: δ – величина, которая учитывает условия буксования – скольжение катка.

Проекции на горизонтальную и вертикальную вехе скоростей возможных перемещений среды на поверхности контакта каток–среду будут иметь вид (рис. 1):

$$u_0 = \omega_r \zeta 1,\ w_0 = \omega_r\, \xi, \quad (2)$$

где: $\zeta 1 = r + \delta - \sqrt{r^2 - \xi^2}$,

$$\zeta 1 = r + \delta - r\,Cos[\theta].$$

Зависимости (2) являются начальными условиями для решения задачи Дириле.

Компоненты скоростей перемещений среды на расстоянии от поверхности катка, для условий плоской постановки задачи, могут быть найденные в виде потенциальных гармоничных функций, которые удовлетворяют начальным условиям (2) и направляются к нулю при $x \to \infty$ и $z \to H$.

Известные решения контактных задач для упругой среды [1, 2, 3, 4] не являются адекватными для случаев, когда среда (полуплоскость для плоской постановки задачи) ограниченная абсолютно твердой опорой, поскольку не обеспечивают выполнения конечных предельных условий.

Так задачи для среды при изменении $x = \{-\infty; \infty\}$, $z = \{0; H\}$, или $x = \{0; \infty\}$, $z = \{0; H\}$ предлагается решать с использованием гармоничных потенциальных функций вида [2]:

$$p(x,z) = \ln\left| ch\left[\frac{\pi(\ -\xi)}{H} \right] \ \cos\left[\frac{\pi(z-\zeta)}{H} \right] \right|,$$

$$p(x,z)=\sin\left[\frac{\pi(z-\ )}{H}\right]\frac{1}{ch\left[\frac{\pi(\ \ \xi)}{H}\right]-\cos\left[\frac{\pi(z-\zeta)}{H}\right]}.$$

Такое решение для внутренней задачи первого типа с кинематическими краевыми условиями, должно обеспечивать предельные условия следующего вида:

$$U(x,z)\big|_{x=0,z\ 0}=\{u=f(\xi,\zeta),w=f(\xi,\zeta)\}$$

$$U(x,z)\big|_{x=\infty,z=H}=\{u=0,w=0\}. \quad (3)$$

Такая постановка задачи широко распространена в области механизации сельского хозяйства [5-9], переработки [10-14] продукции агропромышленного комплекса и других областях. Проще говоря, задача формулируется таким образом: на среду (которое может быть формализовано как изотропное и такое, что позволяет применять методы упругости) действует деформатор, форма которого описывается уравнением поверхности: $F=f(\xi,\zeta)$, при этом известными кроме его формы есть условия на поверхности и на границах (3). Задача заключается в нахождении возможных перемещений в пределах среды [15-18], деформаций [19, 20], а при применении физических уравнений связи деформаций с напряжениями, в которые входят механические свойства данной среды – компонентов напряжений и распределения сил по поверхности деформатора. Решение такой задачи позволяет оптимизировать поверхность деформатора и кинематические режимы его действия с целью обеспечения желательных изменений свойств среды при минимальных затратах энергии.

Рассмотрим плоскую постановку задачи, при которой однородные уравнения статики можно удовлетворить путем выражения напряжений $\sigma_x,\sigma_z,\tau_{xz}$ через одну функцию напряжений [1].

Два однородных уравнения статики:

$$\frac{\partial\sigma_x}{x}+\frac{\partial\tau_{xz}}{\partial}\quad 0,\ \frac{\partial\sigma_z}{\partial z}+\frac{\partial\tau_{xz}}{}\quad 0, \quad (4)$$

тождественно удовлетворяются с помощью гармонических потенциальных функций:

$$\sigma_x=\frac{\partial p1}{\partial z},\ \tau_{zx}=\frac{\partial p1}{\partial x},\ \tau_{xz}=\frac{\partial p2}{\partial z},$$

$$\sigma_z=\frac{\partial p2}{\partial x},$$

при этом условие $\tau_{zx}=\tau_{xz}$ приводит к уравнению того же вида, что и (2):

$$\frac{p1}{\partial x}+\frac{\partial}{\partial z}\quad 0.$$

Поэтому, вводя к рассмотрению новую гармоническую потенциальную функцию $p(x,z)$ получим:

$$p1=\frac{\partial p0}{\partial z},\ p2=-\frac{\partial p0}{\partial x}.$$

Откуда основные соотношения для напряжений выразятся следующим чином:

$$\sigma_x=\frac{\partial^2 p0}{\partial z^2},\ \tau_{zx}=-\frac{\partial^2 p0}{\partial z\,\partial x},\ \sigma_z=\frac{\partial^2 p0}{\partial x^2}. \quad (5)$$

Уравнение равновесия (4) и совместимости деформаций $\frac{\partial^2\varepsilon_x}{\partial z^2}+\frac{\partial^2\varepsilon_z}{\partial x}\quad\frac{\partial^2\gamma_{xz}}{\partial z\,\partial x}$ будут тождественно удовлетворяются, если:

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2}\left(\frac{\partial^2 p0}{\partial z^2}+\frac{\partial^2 p0}{\partial x^2}\right)+\frac{\partial^2}{\partial z^2}\left(\frac{\partial^2 p0}{\partial z^2}+\frac{\partial^2 p0}{\partial x^2}\right)=0.$$

Обобщенный закон Гука для плоского напряженного состояния будет иметь вид:

$$\varepsilon\ =\frac{\partial u}{\partial x}=\frac{1}{2}\left(\sigma_x-\frac{\nu}{\nu}\sigma\right),$$

$$\varepsilon\ =\frac{\partial w}{\partial z}=\frac{1}{}\left(\sigma_z-\frac{\nu}{1\ \ \nu}\sigma\right),$$

$$\gamma_{xz}=\frac{u}{\partial z}+\frac{\partial}{x}=\frac{1}{G}\tau_{xz}, \quad (6)$$

$$\sigma=\sigma_x+\sigma_z,$$

где: ν – коэффициент Пуассона,

G – модуль упругости сдвиговых деформаций.

Для случая плоской деформации при отсутствии третьей составляющей перемещений в направлении оси $oy:\nu=0$ уравнение (6) примут вид:

$$\varepsilon_x=\frac{\partial u}{\partial x}=\frac{1}{2}\left(\sigma\ -\nu\sigma\right),$$

$$\varepsilon_z=\frac{\partial w}{\partial z}=\frac{1}{2}\left(\sigma\ -\nu\sigma\right),$$

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{x} = \frac{1}{G}\tau_{xz}, \quad \sigma = \sigma_x + \sigma_z. \quad (7)$$

С учетом (8) деформации ε_x, ε_z выразятся через потенциальные гармонические функции таким образом:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{2G}\Big| -\nu(\ +\nu)\frac{\partial\ p0}{\partial x} - \left(1-\nu^2\right)\frac{\partial^2 p0}{\partial z^2}\Big)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} = \frac{1}{2G}\Big(-\nu(\ +\nu)\frac{\partial^2 p0}{\partial z} - \left(1-\nu^2\right)\frac{\partial^2 p0}{\partial x^2}\Big) \quad (8)$$

После интегрирования первого уравнения (8) по x, а второго по z–получим выражения:

$$u = C1 - \frac{1}{E}\ \nu\frac{\partial p0}{\partial x} + x(-1+\nu)\frac{^2\ 0}{z^2}\Big)$$

$$w = C2 - \frac{1}{E}\Big(\nu\frac{\partial p0}{\partial z} + x(-1+\nu)\frac{^2\ 0}{x^2}\Big), \quad (9)$$

где: $C1 = u0$, $C2 = w0$ – компоненты скоростей на поверхности контакта.

Потенциальная гармоническая функция, которая удовлетворяет предельные условия, может быть принята в виде логарифмического потенциала:

$$p0 = \int_0^l f(\xi,\zeta)2Gk\lg[(\frac{-\zeta}{}) + (\frac{x\ \ \xi}{H})^2]dl$$

$$k = 1/3\pi H. \quad (10)$$

Для случая представления поверхности нагрузки перемещением (скоростями перемещений) в параметрическом виде потенциальные функции выразятся следующим образом:

для:

$$u = u_0 - \left(\nu\, au1 + x\left(-1+\nu\right)au2\right),$$

для:

$$w = w_0 - \left(\nu\, aw1 + x\left(-1+\nu\right)aw2\right).$$

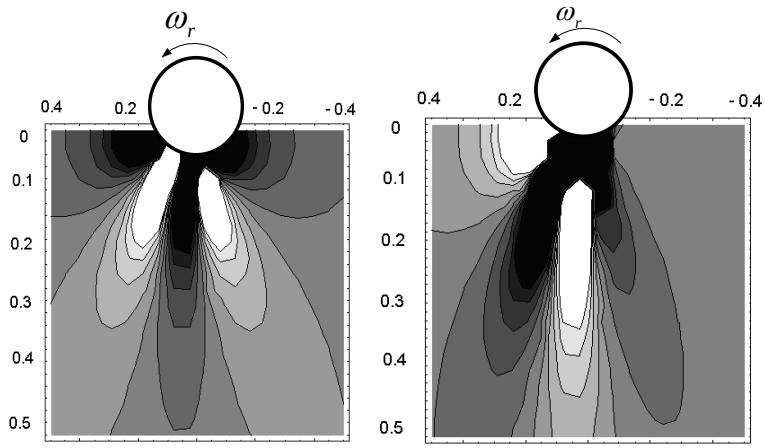
Функции, которые входят в последние зависимости имеют вид:

$$au1 = \frac{\partial}{\partial x}\left(\int_0^\theta \frac{k\,r\left(r+\delta-r\cos\theta\right)\lg\Big\lfloor\theta\dfrac{\left(-h+r+z-r\cos\theta\right)^2}{H} + \dfrac{\left(x-r\sin\ \right)^2}{H^2}\Big\rfloor V_m\sin\theta}{r+\delta}d\theta\right),$$

$$au2 = \frac{\partial^2}{\partial z^2}\left(\int_0^\theta \frac{k\,r\left(r+\delta-\cos\theta\right)\lg\Big\lfloor\theta\dfrac{\left(-h+r+z-r\cos\theta\right)^2}{H} + \dfrac{\left(x-r\sin\ \right)^2}{H^2}\Big\rfloor V_m\sin\theta}{r+\delta}d\theta\right),$$

$$aw1 = \frac{\partial}{\partial z}\left(\int_0^\theta \frac{k\,r^2\cos\theta\lg\Big\lfloor\theta\dfrac{\left(-h+r+z-r\cos\theta\right)^2}{H} + \dfrac{\left(x-r\sin\ \right)^2}{H^2}\Big| V_m\sin\theta}{r+\delta}d\theta\right),$$

$$aw2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2}\left(\int_0^\theta \frac{k\,r^2\cos\theta\lg\Big\lfloor\theta\dfrac{\left(-h+r+z-r\cos\theta\right)^2}{H} + \dfrac{\left(x-r\sin\ \right)^2}{H^2}\Big\rfloor V_m\sin\theta}{r+\delta}d\theta\right) \quad (11)$$



а) **б)**

Рис. 2. Изолинии распределения деформаций среды: а – ε_x, б – ε_z

Fig. 2. Isolines strain distribution environment: a – ε_x, b – ε_z

Пределы интегрирования выражений (11) выражаются следующим чином. На поверхности среды величина $\zeta = 0$, поэтому из выражения $\zeta = r\cos\theta - (r-h) = 0$ имеем: $\theta = \pm\arccos\frac{-h+r}{r}$. При $\zeta = h$, $\zeta = r\cos\theta - (r-h) = h$, имеем: $\theta = 0$.

Потенциальные гармонические функции (11) позволяют определить компоненты перемещений (скоростей перемещений) среды под действием катка.

Компоненты деформаций среды под действием катка для упругой среды определятся как:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}; \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}\ \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}. \quad (12)$$

Для определения распределения давления по поверхности катка (рис. 2), который взаимодействует со средой необходимо определить компоненты деформаций на поверхности контакта при условии: $x - \xi = \lambda; z - \zeta = \lambda$, где λ – минимальная величина, которая разрешает избавиться сингулярности функций (12). Далее необходимо с учетом физических уравнений связи напряжений с деформациями определить компоненты напряжений на поверхности контакта. Интегральные усилия сопротивления перекачивания катка определятся как криволинейные интегралы соответствующих компонент давления. К сожалению, интегрирование потенциальных функций (11), для случаев нелинейности формы поверхности контакта $F = f(\xi, \zeta)$, связанно с чрезвычайной громоздкостью выражений, а во многих случаях невозможностью интегрирования в аналитическом виде. Поэтому для определения выражений распределения деформаций, напряжений и усилий на поверхности контакта в аналитическом виде можно выполнить следующую процедуру:

– путем дифференцирования потенциальных функций определяются значение удельных перемещений среды от удельной нагрузки:

$$du = u_0(\xi,\zeta) - u\ (\xi,\zeta)\frac{1}{E}\Big| \nu\frac{\partial p0}{\partial x} + x(-1+\nu)\frac{^2\ 0}{z^2}\Big),$$

$$dw = w_0(\xi,\zeta) - w\ (\xi,\zeta)\frac{1}{E}\left(\nu\frac{\partial p0}{\partial z} + x(-1+\nu)\frac{\partial^2\ 0}{x^2}\right),$$

– путем дифференцирования определяются компоненты деформаций:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial du}{\partial x}; d\ _z = \frac{\partial dw}{\partial},$$

– определяется вид функций

$$\varepsilon_x\ = d\varepsilon_x\Big|_{x-\xi=\lambda, z-\zeta=\lambda},$$

$$d\varepsilon_z\ =\ \varepsilon_z\Big|_{x-\xi=\lambda, z-\zeta=\lambda},$$

– путем интегрирования определяются функции вида:

$\varepsilon_{x0} = \int_0^h \varepsilon_x\ d\zeta, \varepsilon_z\ = \int_{-a}^{a} d\varepsilon\ _0 d\xi,$ которые есть ни чем другим, как деформациями среды на поверхности контакта с катком.

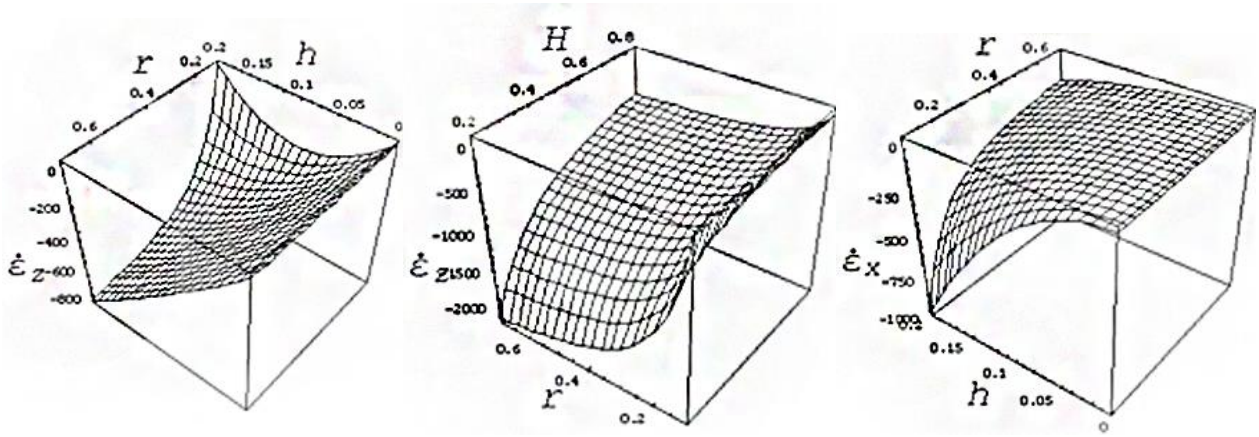


Рис. 3. Зависимости распределения деформаций от радиуса катка r, глубины пласта среды H и углубление катка h

Fig. 3. Depending on the strain distribution of the radius of the roller r, the depth of the reservoir medium H and deepening of the rink h

В этом случае распределение компонент деформаций по поверхности контакта будет иметь вид:

$$d\varepsilon_{x0} = -\frac{2k\left(r+\delta-\sqrt{(-h+r+\zeta)^2}\right)(1+\lambda)V_m}{(r+\delta)\lambda^2},$$

$$d\varepsilon_{z0} = -\frac{2k(\ +\nu)\xi_{\ m}}{(r+\delta)\lambda^2}. \qquad (13)$$

Интегральные значения распределения деформаций на поверхности контакта (криволинейные интегралы) будут иметь вид:

$$\varepsilon_x = -\frac{hk\left(2r^2+h\sqrt{r^2}-2r\sqrt{r^2}+2r\delta\right)(1+\nu)V_m}{r(r+\delta)\lambda^2},$$

$$\varepsilon_z = -\frac{hk(h-2r)(\ \ \nu)V_m}{r(r+\delta)\lambda^2}. \qquad (14)$$

Зависимости (13), (14) пригодные для практического применения. При наличии физических уравнений связи напряжений с деформациями могут быть определенные распределение давления и усилие на поверхности катка при взаимодействии его с упругой средой (рис. 3).

ВЫВОДЫ

Решенная задача взаимодействия катка со средой ограниченной глубины является предпосылкой оптимизации параметров и режимов взаимодействия с целью обеспечения необходимых изменений свойств среды при минимальной энергоемкости процесса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Volodymyr Kovbasa. 2011. Fizichni rivnyannya deformuvannya gruntu z suttevim proyavom v'yazkoplastichnikh vlastivostey./ Volodymyr Kovbasa, Oleksandr Gutsol, Vitaliy Kurka. – Motrol. – Vol. 13B. – 145–155.

2. Lur'e A.I. 1970. Teoria uprugosti. – M.: Nauka, 1970. – 940.

3. Polanin A.D. 2001. Spravochnik po lineĭnym uravneniam matematicheskoĭ fiziki. – M.: Fizmatlit, 2001. – 576.

4. Dzhonson K. 1989. Mekhanika kontaktnogo vzaimodeĭstvia. – M.: Mir. – 510.

5. Ishlinskiĭ A.U. 1986. V kachenii zhest-kikh i pnevmaticheskikh koles po deformiru-emomu gruntu // Prikladnye zadachi mekhani-ki. Kniga perva. Mekhanika vazkouprugikh i ne vpolneuprugikh tel. – M.: Nauka. – 293–314.

6. Włodzimierz Białczyk. 2012. Ilość przełożeń w układzie napędowym a walory użytkowe ciągnika rolniczego / Włodzimierz Białczyk, Anna Cudzik, Jaroslaw Czarnecki, Marek Brennensthul // Lublin, MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Vol. 14. – No. 5. – 169–176.

7. Kurka V.P. 2010. Obrruntuvannia napriamkiv doslidzhen znizhennia energomistkosti korpusiv plugiv / Kurka V.P., Kovbasa V.P., Dumenko K.M. // Visnik agrarnoï nauki Prichornomor`ia. – Mikolaiv: MDAU. – Vip. 3(54), t.1 – 178–183.

8. Kurka V.P. 2012. Doslidzhennia silovikh kharakteristik politsi korpusa pluga z ratsional′noiu kriviznoiu poverkhni / Kurka V.P. //

Nauk. visnik Nats. un-tu bioresursiv i prirodokoristuvannia Ukraini. Seria «Tekhnika ta energetika APK». – K.: NUBiPU. – Vip. 185. – 87–93.

9. Zaytsev S.D. 2010. Eksperimentalnaya otsenka tyagovo–stsepnykh kachestv shirokoprofilnoy shiny / S.D. Zaytsev, L.S. Streblechenko, S.V. Goncharenko, V.I. Pryadkin // Traktory i selkhozmashiny. – № 8. – 25–27.

10. Kovbasa V.P. 2013. Postroenie poverkhnosti otvala korpusa pluga putem reshenia variatsionnoĭ zadachi // Kovbasa V.P., Kurka V.P., Aiubov A.M. // Traktory i sel′khozmashiny. – M. – №12. – 24–28.

11. Moskovkin V.V. 2001. Dinamicheskiy faktor ili tyagovo-dinamicheskaya kharakteristika? / V.V. Moskovkin, Ye.N. Vokhminov, D.E. Vokhminov, Ye.A. Galevskiy // Avtomobilnaya promyshlennost. – № 1. – 7.

12. Shchetinin Yu.S. 2003. Vliyaniye vertikalnoy nagruzki na tyagovyye svoystva pnevmaticheskogo kolesa / Yu.S. Shchetinin, V.V. Nikitin // Traktory i selskokhozyaystvennyye mashiny. – № 6. – 18–21.

13. Pat. 71322 Ukraini 2012. MPK G01L 5/13. Pristriĭ dlia dinamometruvannia sil′s′kogospodars′kikh znariad′ pri obrobitku rruntu / Kovbasa V.P., Kurka V.P. – u 201115421, zaiavl. 26.12.2011, opubl. 10.07.2012, Biul. №13.

14. Gavriliuk M.M., Adamchuk V.V., Gritsishin M.I. 2008. Tekhniko-tekhnologichne zabezpechennia minimizatsi obrobitku rruntu// Visnik agrarnoï nauki. – 2008. – №1. – 11–12.

15. Dubrovin V.O., Kovbasa V.P. 2003. Fizichni rivniannia formalizatsi rruntu // Nauk. visnik NAU. – K. – Vip. 60. – 172–176.

16. Posibnik. 2009. Mashini dlia obrobitku rruntu ta sivbi / Za red. Kravchuka V.I., Mel′nika IU.F. – Doslidnits′ke: UkrNDIPVT im. L. Pogorilogo. – 288.

17. Pro kriteriĭ 2010. mitsnosti ta spivvidnoshennia mizh komponentami sipkogo seredovishcha. / Kovbasa V.P., Aroshenko V.V. // Zagal′noderzhavniĭ mizhvidomchiĭ naukovo–tekhnichniĭ zbirnik: Konstruiuvannia, virobnitstvo ta ekspluatatsiia sil′s′kogospodars′-kikh mashin. – Kirovograd: KNTU. – 2010. – Vip. 40, chast. 1. – 35–39.

18. Sheludchenko B.A., Kotkov V.I., Shuben-ko V.O., Zabrods′kiĭ P.M. 1994. Napruzheno-deformovaniĭ stan obrobliuvanogo rruntu i optimizatsiia kutovikh parametriv rruntoob-robnikh znariad′ // Visnik Zhitomirs′kogo inzhenerno-tekhnologichnogo institutu. – №1. – 115–123.

19. Pro viznachennia 2001. kriteriiu vigliadu napruzheno-deformovanogo stanu sutsil′nogo seredovishcha. / Kovbasa V.P. // Visnik KhDTUSG, „Pidvishchennia nadiĭnosti vidnovliumikh detaleĭ mashin” – Kharkiv. – Vip. 8, t. 2. – 79–82.

20. Ishlinskiĭ A.U., Ivlev D.D. 2003. Matematicheskaia teoria plastichnosti. – M.: Fizmatlit. – 701.

KINEMATICS OF INTERACTION ROLLERS WITH LIMITED DEPTH OF SOIL LAYER

Summary. The paper presents the analysis of the distribution of displacements and deformations of a medium that allows the formalization as an elastic continuum bounded depth under the ice rink in the flat setting. These analytical dependence of the deformation on the surface of the contact roller – Wednesday. Are provided the analysis of distribution of movements and deformations of the environment which allows formalization as the elastic continuous medium limited on depth under the influence of a skating rink in flat statement in article. The given analytical dependences of deformations on a contact surface a skating rink Wednesday. In many problems of equipment there is a need of definition of contact deformations and tension, and also distributions of movements, deformations and tension in the environment under the influence of a deformation geometrical form. Determination of nature of deformations and tension, and also contact tension on a surface with further determination of forces of resistance at interaction of a rigid skating rink with the deformed environment is one of such tasks.

Key words: rink, layer of soil, kinematics of the interaction, deformation of medium.

MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2015. Vol. 17. No 3. 273–282

ОБОСНОВАНИЕ СЕПАРИРОВАНИЯ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ В ВОЗДУШНО-РЕШЕТНЫХ ПНЕВМОВИБРОЦЕНТРОБЕЖНЫХ СЕПАРАТОРАХ ЗЕРНА

Анатолий Прилуцкий, Сергей Степаненко

Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хазяйства»
Ул. Вокзальна, 11, п.г.т. Глеваха, Киевская обл., Украина.
E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Anatolu Prilutsky, Sergey Stepanenko

National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture"
Str. Vokzalna, 11, Glevaha, Vasilkovskiy District, Kiev Region, Ukraine.
E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В статье проведен анализ разработок по созданию центробежных пневмосепарирующих устройств и недостатка их работы, что неприемлемо для создания высокопроизводительного воздушно-решетного блока (модуля) универсальных сепараторов зерна. Описана конструктивно-технологическая схема нового пневмовихревого сепарирующего устройства, влияние конструктивных элементов этого устройства на процесс движения компонентов зерновой смеси, использование результатов исследований которого направлено на повышение эффективности сепарации зерна пневмоцентробежными сепараторами зерна. Установлено, что режим работы пневмосепарирующего устройства, рассчитан с применением его механико-математической модели, соответствует кинематическому режиму работы промышленных образцов сепараторов типа, что при применении его в новой модели сепараторов повышает их унификацию.

Ключевые слова: пневмосепарация, дозирование, распределение, равномерность, эффективность.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Широко распространенным известным воздушно-решетным зерновым сепаратором с гравитационными рабочими органами, такими, как плоские колебательные, цилиндрические вращающиеся решета и вертикальные или наклонные пневмосепарирующие каналы, присущая ограниченность интенсивности сепарирования. Это в значительной степени усложняет создание на их основе высокопроизводительных сепаратов для очистки и сортирования зерновых материалов.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Научные исследования процессов сепарирования зерновых смесей с использованием центробежных сил инерции, как наиболее эффективных, позволили создать и внедрить в производство универсальные зерновые сепараторы [15] производительностью 100 тонн/час, послужившие основой для освоения машиностроительным производством семейства универсальных зерновых виброцентробежных сепараторов типа БЦС производительностью 25, 50 и 100 тонн/час, десятки тысяч которых внедрены в агропромышленное производство разных стран. Научной базой для разработки пневмосепарирующего центробежного устройства названных сепараторов послужили исследования и разработки [6-10]. Вместе с этим указанные пневмосепарирующие устройства известных зерновых сепараторов не обеспечивают повышения качества сепарирования зерновых смесей при увеличении удельной производительности их рабочих органов, что является необходимым условием для создания более производительных сепараторов, которых требует сельскохозяйственное производство.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель исследования заключалась в разработке конструктивно-технологической схемы пневмосепарирующего центробежного устройства зерновой смеси, обоснования рациональных конструктивных и технологических параметров обеспечения операций технологического процесса пневмосепарирования зерна: дозирования, равномерного распределения зерновой смеси по сечению пневмосепарирующего канала, взаимодействия движущихся компонентов зерновой смеси с воздушным потоком, взаимодействия частиц зерновой смеси со стенкой пневмосепарирующего канала, характера движения частиц тяжёлой фракции по скатной поверхности.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

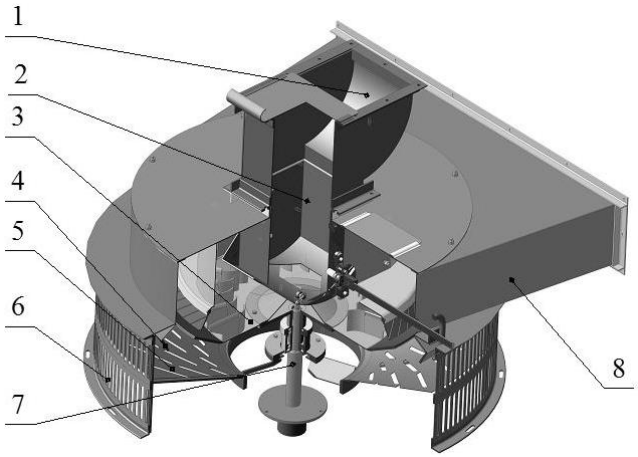
В качестве критериев оценки рациональности обоснования конструктивно-технологической схемы, конструктивных и технологических элементов обеспечения выполнения операций технологического процесса пневмосепарирования зерна приняты: эффективность пневмосепарирования, травмирование зерна, габариты пневмосепарирующего устройства, конструктивная технологичность компоновки воздушной и решетной систем воздушно-решетного модуля (блока) пневмовиброцентробежных сепараторов зерна при повышении производительности такого модуля в сравнении с модулем известных сепараторов типа БЦС не менее чем в два раза, что обеспечит создание семейства универсальных сепараторов зерна производительностью 500, 100 и 200 тонн/час.

Результаты исследования различных конструктивных схем пневмосепарирующих устройств [1, 11, 20, 21, 22], а также анализ предлагаемых схем такого типа устройств и их технологической эффективности [4, 5], не позволили обеспечить создание конструкции пневмосепарирующего устройства воздушно-решетного модуля пневмовиброцентробежных сепараторов зерна, который бы удовлетворял повышенную производительность в сравнении с модулями сепараторов типа БЦС не менее чем в 2 раза.

Проведенные нами разработки и исследования [12, 13, 14, 16, 17, 18, 19], позволили разработать и провести экспериментальную проверку технологической эффективности нового пневмовихревого сепарирующего устройства, общий вид которого представлен на рис. 1, а конструктивная схема – на рис. 2. Зерновая смесь, подлежащая очистке от легких примесей, подается через загрузочный зернопровод 1 в дозирующее устройство 2, с которого, регулированная в необходимом количестве самотеком, поступает на вращающийся разбрасыватель 3, которым, равномерно распределенным по кольцевому сечению с определенной сходностью, направляется в воздушный поток, ограниченный конической стенкой 4, образующий кольцевой конический канал. Воздух поступает сквозь щели жалюзийного корпуса 5 и жалюзийной цилиндрической стенки 6. Наклоном жалюзи направляется в конический канал, по направлению вращения разбрасывателя 3 зерновой смеси, что, при устремлении его вверх в кожух 8 пневмосепарирующего устройства, создает аэродинамический воздушный восходящий вихревой поток. Этот поток способствует разрозненности частиц поступающей в него зерновой смеси за счет отклонения их траектории в зависимости от аэродинамических характеристик. Воздушный поток выносит из слоя зерновой смеси легкие частицы в кожух устройства 8, с которого они направляются в аспирационную систему.

Тяжелые частицы по внутренней поверхности жалюзийного конуса 5, выполняющего роль конического аэрожелоба, направляются на решетную систему модуля пневмовиброцентробежного сепаратора.

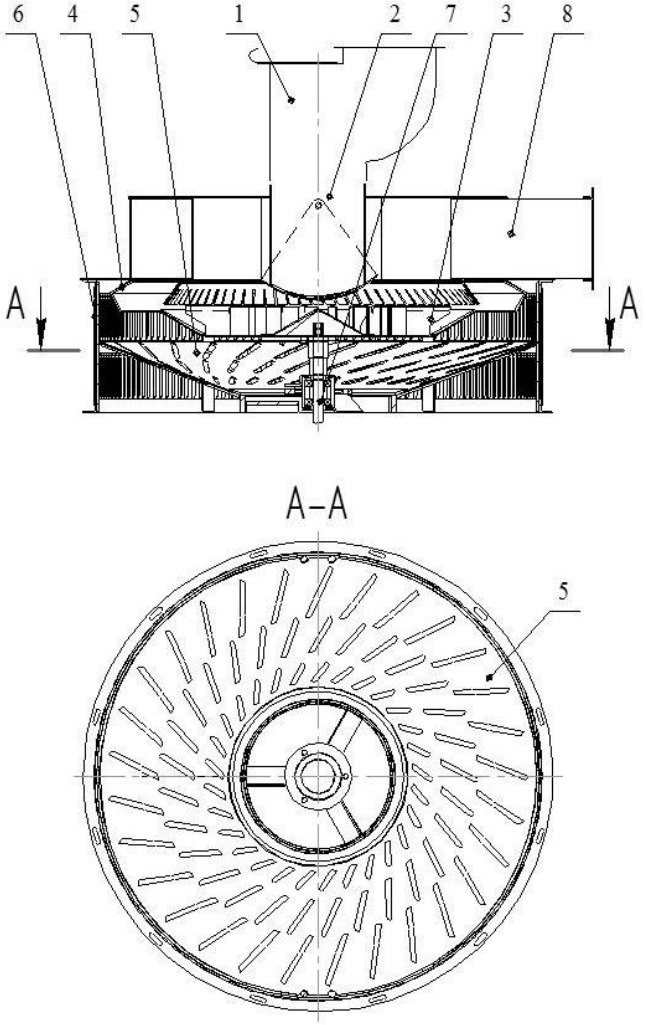
Расчет конструктивно-технологических параметров таких пневмосепарирующих устройств более сложный в сравнении с вертикальными цилиндрическими коническими аэродинамическими каналами. Качество очистки зерновой смеси от легких примесей в таком сепарирующем устройстве зависит от траектории движения в сепарирующей части канала частиц с различными аэродинамическими свойствами, что в свою очередь зависит от конструктивно-кинематических параметров устройства, воздушного режима и производительности.



1 – загрузочный зернопровод; 2 – дозирующее устройство; 3 – разбрасыватель зерновой смеси; 4 – стенка пневмоканала; 5 – жалюзийный конус; жалюзийная цилиндрическая стенка; 7 – вал решётного ротора модуля сепаратора; 8 – кожух.

Рис. 1. Общий вид пневмовихрового сепарируючего устройства

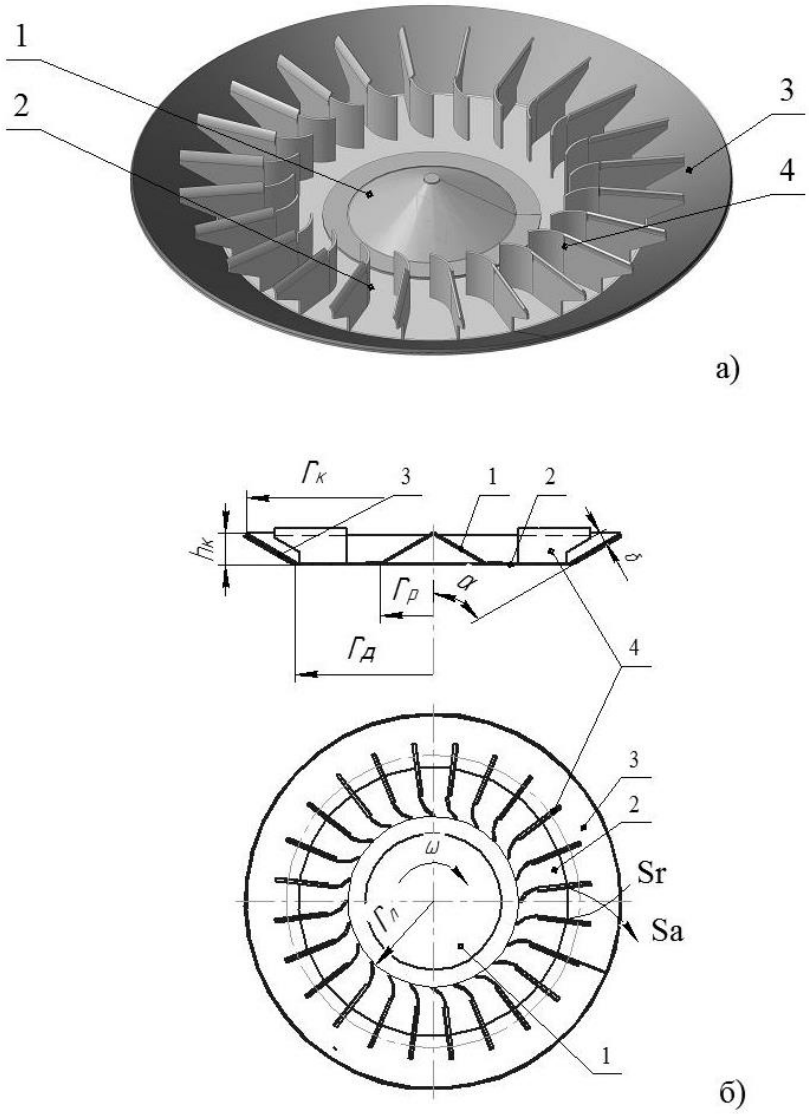
Fig. 1. General view of the vortex separiratora pneumatic devices



1 – загрузочный зернопровод; дозирующее устройство; 3 – разбрасиватель зерновой смеси; 4 – стенка пневмоканала; 5 - жалюзийный конус; 6 – жалюзийная цилиндрическая стенка; 7 – вал решётного ротора модуля сепаратора; 8 – кожух.

Рис. 2. Конструктивная схема пневмовихревого сепарирующего устройства

Fig. 2. Structural scheme of the vortex separiratora pneumatic devices

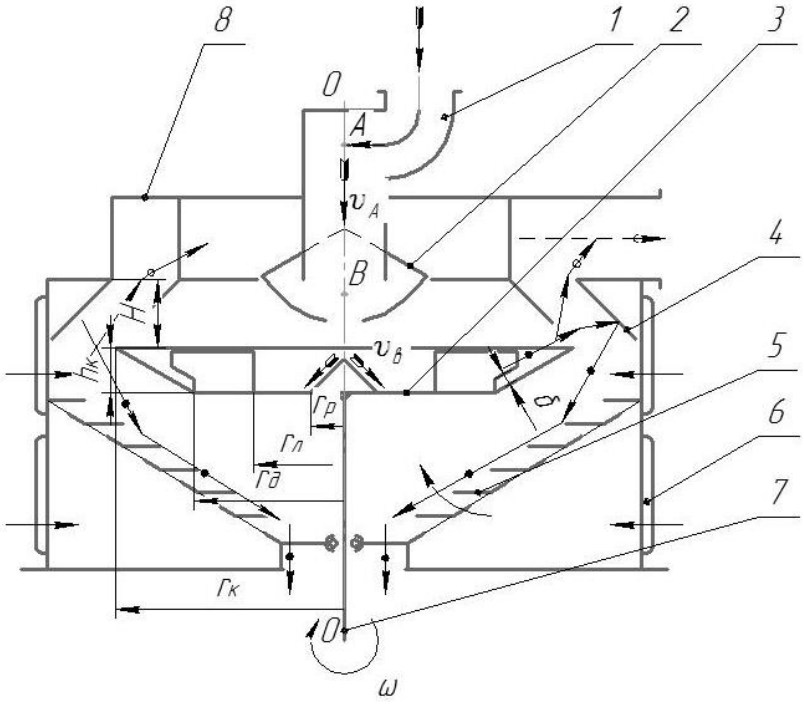


а) общий вид; б) конструктивная схема;
1 – конический делитель; 2 – диск; 3 – конический питатель пневмовихревого канала; 4 – транспортирующая лопатка.

Рис. 3. Разбрасыватель зерновой смеси
Fig. 3. Spreader grain mixture

Для обеспечения высокоэффективного процесса сепарирования зерновой смеси пневмовиброцентробежными сепарирующими устройствами необходимо наряду с обеспечением равномерности воздушного потока по сечению пневмосепарирующего канала обеспечить равномерность дозированной подачи в этот канал зерновой смеси. Это, в отличие от известной классификации [2], расширяет функциональную схему центробежных пневмосепарирующих устройств, которая должна содержать: дозатор, питатель-распределитель, пневморазделяющее устройство, приемник продуктов разделения.

В исследуемом центробежном пневмовихревом сепарирующем устройстве (рис. 1, рис. 2, рис. 4) функцию дозатора обеспечивает загрузочный зернопровод 1 и дозирующее устройство 2; функцию питателя-распределителя – разбрасыватель 3 зерновой смеси; функцию пневморазделяющего устройства – пневмовихревой канал, образованный стенкой 4 и создаваемый струями воздуха, проходящего сквозь жалюзийные окна жалюзийного конуса 5 и жалюзийной цилиндрической стенки 6; функцию приемников продуктов разделения – жалюзийный конус 5 и кожух 8, присоединяемый к аспирационной системе.



1 – загрузочный зернопровод; 2 – дозирующее устройство; 3 – разбрасыватель зерновой смеси; 4 – стенка пневмоканала; 5 – жалюзийный конус; 6 – жалюзийная цилиндрическая стенка; 7 – вал решётного модуля сепаратора; 8 – кожух.

Условные обозначения: - движение зерновой смеси; - движение воздуха; - движение воздуха с лёгкими частицами; - движение тяжёлых частиц.

Рис. 4. Принципиальная схема пневмовихревого серарирующего устройства

Fig. 4. Schematic diagram of the vortex separiratora pneumatic devices

Обоснование эффективного питания и конструктивной схемы дозирующие-питающего устройства детально изложено в известных публикациях [14, 17, 19], приведено методом проведения расчетов по определению технологических и конструктивных параметров дозирующего устройства и его конструктивное взаиморасположение с питателем – распределителем зерновой смеси.

Функцию питателя-распределителя исполняет разбрасыватель (рис. 3), который имеет сложную конструкцию, составленную с трех разных поверхностей: прямого конуса – конического делителя 1, диска 2, обратного усеченного конуса – конического питателя 3 и установленных на диске 3 транспортирующих лопаток 4, которые обеспечивают необходимую производительность устройства. Движение зерновой смеси по вращающейся поверхности конического делителя 1 представлять механико-математической моделью в виде дифференциальных уравнений не имеет смысла, так как поступающая на него зерновая смесь в виде струи, расстилается и распределяется по поверхности диска 2 в радиальных направлениях с заданной скоростью падения ее с высоты H [14].

Движнеие зерновой смеси по горизонтальному диску моделируется известными дифференциальными уравнениями движения частицы в полярной системе координат [3]:

$$\ddot{\rho}-\rho(\omega-\dot{\varphi})^2=-f_1 g\frac{\dot{\rho}}{\sqrt{\dot{\rho}^2+\rho^2\dot{\varphi}^2}},$$

$$\rho\ddot{\varphi}-2\dot{\rho}(\omega-\dot{\varphi})=-f_1 g\frac{\rho\dot{\varphi}}{\sqrt{\dot{\rho}^2+\rho^2\dot{\varphi}^2}}, \qquad (1)$$

где: ω – угловая скорость вращения диска,

ρ – радиальная координата-расстояние от оси вращения диска до частицы,

φ – угловое перемещение частицы в её относительном движении по поверхности диска,

f_1 – коэффициент трения частицы по поверхности диска,

g – ускорение земного притяжения.

Начальные условия решения системы уравнения (1): при t=0; $\dot{\rho}=v_в$; $\rho_o=r_р$ (радиус основания рассекателя); $\dot{\varphi}=0$. Конечным условием является достижение частицей текущей радиальной координаты $\rho=r_л$ Дальнейшие движения зерновой смеси по поверхности диска с установленными на нем радиально лопатками, моделируются уравнением движения частицы вдоль лопатки [3]:

$$\ddot{\rho}-\rho(\omega-\dot{\varphi})^2=f_1(g+2\omega\dot{\rho}). \qquad (2)$$

Конечным условием является достижение частицей текущей радиальной координаты $\rho=r_д$, что является начальным условием движения частицы по внутренней конической поверхности конического питателя 3 (рис. 3) пневмовихревого канала, которая выполнена более шероховатой и имеет коэффициент трения зерна по ней $f_2 > f_1$. Влияние лопатки на движения нижнего слоя смеси толщиной δ, обусловленной вырезом в лопатке 4 исчезает, так ее нижняя часть в этом месте заканчивается. Зерновая смесь имеет возможность начать двигаться слоем заданной толщины δ, обусловливающей выход зерновок с кромок конического питателя 3 конусообразным потоком оптимальной толщины, определяемой подачей смеси, что обеспечивает необходимую разрозненность движения частиц при поступлении их в воздушный вихревой поток.

Система уравнений (1) и уравнение (2) моделируют процесс относительного движения слоя зерновой смеси на диске 2 разбрасывателя, как в кольцевой зоне ($r_р$-$r_л$) без лопаток, так и в кольцевой зоне ($r_л$-$r_д$) с лопатками.

При перемещении частицы зерновой смеси за пределы прилегания нижнего ребра транспортирующей лопатки 4 к внутренней поверхности конического питателя 3, частица начинает двигаться в относительном движении по этой поверхности по траектории S_r (рис.3), а в абсолютном движении с учетом переносного вращательного движения с угловой скоростью ω – по траектории S_a. Дифференциальные уравнения абсолютного движения частицы в этом случае при абсолютной угловой скорости частицы:

$$\theta = \omega - \dot{\varphi}, \qquad (3)$$

будут иметь вид:

$$\begin{cases} m(\ddot{\rho}-\rho\dot{\theta}^2) = -N_\rho - f_{\rho,} \\ m(2\dot{\rho}\dot{\theta}+\rho\ddot{\theta}) = F_{\theta,} \\ m\ddot{z} = N_z - F_z - mg, \end{cases} \qquad (4)$$

где: $N=m(\rho\theta^2 cos\alpha+gsin\alpha+\frac{v_r^2}{\rho_k}cos\,\alpha)$;

$$F_\rho=f_2 N cos\beta_\rho,$$
$$F_\theta=f_2 N cos\beta_\theta,$$
$$F_z=f_2 N cos\beta_z,$$

- проекции силы трения на координатные оси,

f_2 – коэффициент трения частицы по поверхности конуса.

$\beta_\rho, \beta_\theta, \beta_Z$ – углы между соответствующими осями координат и составляющими вектора силы трения $\bar{F}$, лежащими в вертикальных плоскостях, проходящих по осям координат. Величины косинусов этих углов равны величинам отношений составляющих относительный скорости частицы в цилиндрических координатах к полной величине относительной скорости:

$$cos\beta_\rho=\frac{\dot{\rho}}{\sqrt{\dot{\rho}^2+\rho^2(\omega-\theta)^2+z^2}},$$
$$cos\beta_\theta=\frac{\rho(\omega-\theta)}{\sqrt{\dot{\rho}^2+\rho^2(\omega-\theta)^2+z^2}},$$
$$cos\beta_z=\frac{\dot{z}}{\sqrt{\dot{\rho}^2+\rho^2(\omega-\theta)^2+z^2}},$$

где: N_ρ и N_z – проекции нормальной реакции поверхности на оси координат 0ρ и $0z$, величина которых:

$$N_\rho = Nsin(90-\alpha),\ N_z = Ncos(90-\alpha),$$

Начальными условиями для решения системы уравнения (4) есть конечные условия решения уравнения (2): $\rho=r_д$; $\theta=\omega$; z=O.

Конечным результатом решения системы уравнений (4) есть получение абсолютной скорости $\bar{v}_a$ частицы, величин углов направления вектора этой скорости v_a к осям цилиндрической системы координат $0\rho\theta z$.

Абсолютная величина скорости:

$$v_a=\sqrt{\dot{\rho}^2+\rho^2\theta^2+\dot{z}^2},$$

а косинусы углов $\gamma_\rho, \gamma_\theta, \gamma_z$ между соответствующими осями координат и составляющими вектора скорости $\bar{v}_a$ равны:

$$\cos\gamma_\rho=\frac{\dot\rho}{\sqrt{\dot\rho^2+\rho^2\theta^2+z^2}},$$
$$\cos\gamma_\theta=\frac{\rho\theta}{\sqrt{\dot\rho^2+\rho^2\theta^2+\dot z^2}},$$
$$\cos\gamma_z=\frac{\dot z}{\sqrt{\dot\rho^2+\rho^2\theta^2+\dot z^2}}.$$

Так как разбрасыватель должен способствовать внутрислоевому перераспределению частиц зерновой смеси с тем, чтобы более тяжелые частицы прижимались к конической поверхности разбрасывателя, а более легкие "всплывали" на поверхность слоя зерновой смеси, что, как известно, происходит при послойном движении частиц, то коэффициент внешнего трения зерна по поверхности разбрасывателя должен быть больше коэффициента внутреннего трения зерновой смеси. Таким образом, обеспечивается ввод зерновой смеси в аэродинамический конический стоковый воздушный поток с предварительным распределением частиц по толщине слоя: более тяжелые располагаются ниже, а более легкие – выше. При взаимодействии с восходящим вихревым аэродинамическим воздушным потоком стока происходит взаимное отклонение частиц в противоположные стороны: тяжелых – вниз с удалением от оси канала, а легких – вверх с приближением к оси канала, что способствует интенсификации процесса, как за счет создания благоприятного условия взаимодействия частиц с воздушным потоком, так и за счет обеспечения равномерного распределения частиц в пространстве объема движущейся воздушной среды.

Дифференциальные уравнения абсолютного движения частицы в восходящем вихревом аэродинамическом воздушном потоке стока в цилиндрической системе координат:

$$\begin{cases} m(\ddot\rho-\rho\dot\theta^2)=R_\rho, \\ m\left(2\dot\rho\dot\theta+\rho\ddot\theta\right)=R_\theta, \\ m\ddot z=R_z-mg, \end{cases} \qquad (5)$$

где: R_ρ, R_θ, R_z – составляющие силы сопротивления воздуха R движению частицы в направлении соответствующих осей координат; сила сопротивления воздуха выражается известной формулой:

$$R=\mathrm{m}k_n v^2,$$

где k_n – коэффициент парусности;

v – относительная скорость частицы и воздушного потока.

Направление движения воздушного потока и его интенсивность – скорость v_B устанавливаются конструктивными элементами и регулированием количества подачи воздуха в пневмосепарационный канал. Поэтому указанные силы сопротивления воздуха движению частиц в направлении соответствующих осей координат в пневмовихревом восходящем воздушном потоке стока равны:

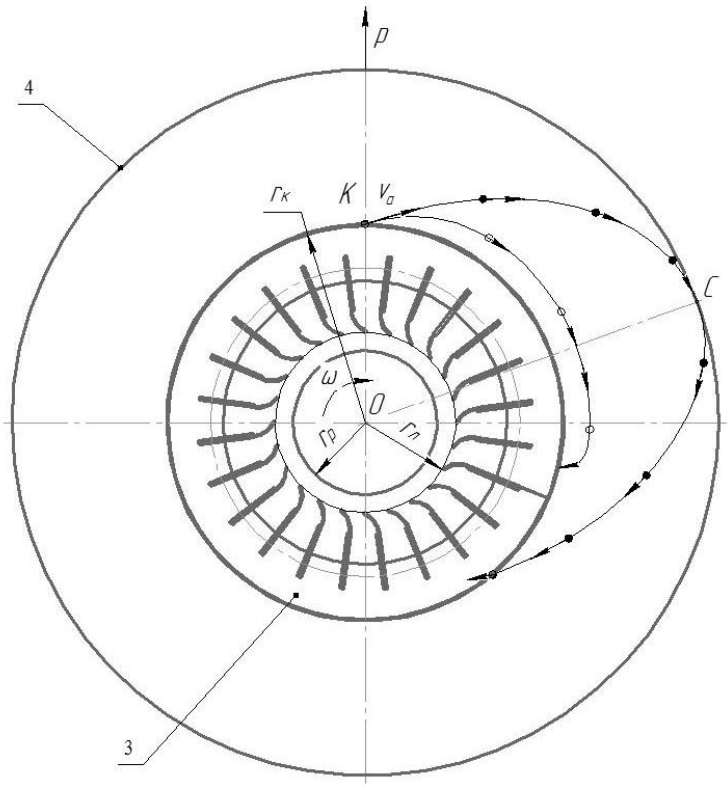
$$R_\rho=mk_n(\dot\rho+v_{B\rho})^2,\ R_\theta=mk_n(\rho\dot\theta+v_{B\theta})^2, \qquad (6)$$
$$R_z=mk_n(\dot z+v_{Bz})^2.$$

Подставив значения составляющих силы сопротивления воздуха (6) в систему уравнений (5), получим механико-математическую модель движения частицы в изучаемом пневмосепарирующем канале:

$$\begin{cases} \ddot\rho=\rho\dot\theta^2-k_n(\dot\rho+v_{B\rho})^2, \\ \ddot\theta=\frac{k_n(\rho\dot\theta-v_{B\rho})^2-2\dot\rho\dot\theta}{\rho}, \\ \ddot z=k_n(\dot z+v_{Bz})^2-\mathrm{g}. \end{cases} \qquad (7)$$

Наличие в уравнениях составляющих $v_{B\rho}, v_{B\theta}, v_{BZ}$ предполагает увеличение составляющих относительной скорости частиц в воздухе в радиальном и вертикальном направлениях ее движения, что обеспечивает для тяжелых частиц движение по криволинейным траекториям с приближением к оси воздушного канала при одновременном замедлении их падения. Для легких частиц это содействует более быстрому выносу их с зоны сепарирования за пределы сепарирующего устройства. Схема движения в плане частиц в аэродинамическом вихревом канале представлена на рис. 5.

Путь движения тяжелых частиц от точки К с разбрасывателя 3 до точки С соударения с конической стенкой 4 пневмоканала за счет влияния вихревого потока, направленного по направлению вращения разбрасывателя 3 со скоростью $\overline{\omega}$, длиннее чем в сепарирующем устройстве сепараторов типа БЦС. В точке С происходит косой удар частицы об упругую коническую стенку канала и ее траектория получает направление вниз к центру жалюзийного конуса 5 (рис. 4), который выполняет функцию аэродинамического конического транспортера, обеспечивающего выгрузку тяжелой фракции на решетную часть.



3 - разбрасыватель зерновой смеси; 4 – стенка пневмоканала. Условные обозначения: - движение воздуха с лёгкими частицами; - движение тяжёлых частиц.

Рис. 5. Схема движения частиц в аэродинамическом вихревом канале

Fig. 5. Scheme of motion of particles in vortex aerodynamic channel

Анализ моделей движения зерновой смеси в пневмовихревом сепарирующем устройстве – движение и дозирование зерновой смеси, распределение ее питателем – разбрасывателем и движение частиц с разными коэффициентами парусности производился на основании расчетов, выполненных численными методами на ПЭВМ, и позволило установить возможной скорость введения зерновой смеси в пневмосепарирующий канал до 6 м/с, что обеспечивает увеличение производительности пневмосепарирующего устройства в 2 раза по сравнению с пневмосепарирующим устройством сепараторов БЦС. Применение дозирующего двошиберного устройства гарантировано обеспечивает подачу зерновой смеси с допустимой скоростью самотеком на разбрасыватель с равномерным ее распределением относительно оси вращения разбрасывателя, что создает предпосылку равномерности распределения смеси по периметру пневмосепарирующего канала. В сепарирующей зоне канала частицы зерновой смеси распределяются по трем измерениям пространства, причем за счет постоянного встречного в радиальном направлении и попутного в тангенциальном направлении воздушного потока, зерновая смесь подвергается более длительному влиянию воздушного потока на частицы, что способствует повышению четкости их сепарирования за аэродинамическими свойствами.

ВЫВОДЫ

1. Установлено, что режим работы пневмосепарирующего устройства, рассчитан с применением его механико-математической модели, соответствует кинематическому режиму работы промышленных образцов сепараторов типа БЦС, что при применении его в новой модели сепараторов повышает их унификацию.

2. В процессе экспериментальных исследований подтверждена высокая технологическая эффективность нового пневмосепарирующего устройства: при производительности в 2 раза большей производительности пневмосепарирующего устройства сепараторов типа БЦС полнота выделения легких

примесей повышается на 15-20%, не допуская повышение травмирования зерна.

3. Обеспечена технологическая и конструктивная компоновка воздушной и решетной систем воздушно-решетного модуля (блока) пневмовиброцентробежных сепараторов зерна при повышении производительности такого модуля в сравнении с модулем сепаратора типа БЦС не менее чем в 2 раза при повышении качества сепарирования, что позволило ПАТ «Вибросепаратор» наладить промышленное производство семейства универсальных сепараторов зерна производительностью 50, 100 и 200 тонн/час.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Andreev V.L. 2004. Obosnovanie parametrov diskovogo raspredelytelya zerna dlya pnevmosistemy s vertikalnym kolcevym aspiracionnym kanalom / V.L. Andreev, V.V. Shylyn // Uluchshenie ekspluatacionnyh pokazatelej selskohozyaistvennoj energetiki: Mezhvuzovskij sb.nauch.tr. – Kirov: Vyatskaya HSHA. – Vyp. 4. – 163–174.

2. Aniskin V.I. 1993. Klassifikaciya pnevmoseparatorov zernovyh materyalov / V.I. Anyskyn, V.M. Dryncha // Dostizheniya nauki i tehniki: Dvuhmesyachnyj teoreticheskij i nauchno-praktycheskij zhurnal. – No4. – M., “Kolos”. – 22–23.

3. Vasilenko P.M. 1960. Teoriya dvizheniya chastyc po sherohovatym poverhnostyam selskohozyaistvennyh mashyn / P. M. Vasilenko – K.: UASHN. – 293.

4. Vibrovidcentrovyj separator. 2010. Patent Ukrayiny na korysnu model No50587 MPK V07V1/00, V0V4/00 / L. M. Tishhenko, M. G. Pastushenko, S. O. Kharchenko, M. V. Slipchenko (Ukrayina) – No y2010 00743, zayavleno 26.01.2010, opublikovano 10.06.2010, Byul. No11. – 3.

5. Vidcentrovyj 2011. rozkudnyj pnevmoseparuyuchyj prystrij zerno-separatora. Patent Ukrayiny na vynaxid No100794 MPK V07V9/00 / D. A. Derevyanko (Ukrayina) – No a 2011 08984, zayavleno 18.07.2011, opublikovano 25.01.2013, Byul. No2. – 4.

6. Goncharov E. S. 1966. O haraktere dvizheniya materialnoy chastitsyi v podvizhnoy vozdushnoy srede / E. S. Goncharov // Mehanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo hozyaystva. Vyipusk 2. Mehanizatsiya proizvodstva zernovyih i zernobobovyih kultur. Respublikanskiy mezhvedomstvennyiy tematicheskiy nauchno-tehnicheskiy sbornik. K, «Urozhay». – 122–132.

7. Goncharov E. S. 1968. Separatsiya zerna vozduhom / E. S. Goncharov // Rabotyi molodyih uchenyih. Mehanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo hozyaystva. M. «Kolos». – 131–141.

8. Goncharov E. S. 1968. Tsentrobezhnopnevmaticheskiy separator dlya zernovyih materialov / E. S. Goncharov, N. I. Grabelkovskiy // Traktoryi i selhozmashinyi. – No 6. – 26–28.

9. Goncharov Ye. S. 1971. Rezervy udoskonalennya pnevmatychnoyi separaciyi zernovyh materialiv / Mehanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo hozyaystva. – No 18. – 30–37.

10. Pnevmaticheskiy separator. 1972. A.S.SSSR No506440, MPK V07V 4/02/ E. S. Goncharov, A. N. Prilutskiy, N. I. Voloshin – No1832884/13, zayavleno 03.10.1972, opublikovano 15.03.1976, Byul. No10. – 2.

11. Pnevmaticheskiy separator. 2001. Patent RF No216565. MPK 707V/08/ A. I. Burkov, V. L. Andreev, V. V. Shilin (RF) – No200114458/03; zayavleno 02.06.2000, opubl. 10.12.2001. – No 34. – 3.

12. Prylutskyj A. N. 2010. Do obgruntuvannya shlyaxiv pidvyshhennya intensyfikaciyi procesu i konstrukcijnoyi sxemy pnevmoseparuyuchoyi chastyny vibrovidcentrovogo separatora zerna / A. N. Prylutskyj, S. P. Stepanenko, Yu. G. Koval // Mexanizaciya i elektryfikaciya silskogo gospodarstva. Respublikanskyj mizhvidomchyj naukovo-texnichnyj zbirnyk. – Vyp. 94. – Glevaxa. – 216–219.

13. Prylutskyj A. N. 2014. Obgruntuvannya konstrukcijno-texnologichnoyi sxemy zernoochysnogo modulya universalnyh separatoriv zerna novogo pokolinnya / A. N. Prylutskyj // Mexanizaciya ta elektryfikaciya silskogo gospodarstva. Respublikanskyj mizhvidomchyj naukovo-texnichnyj zbirnyk. Vyp. 99. – Glevaxa. – 341–350.

14. Prylutskyj A. N. 2014. Obgruntuvannya procesu efektyvnogo zhyvlennya i konstrukciyi sxemy dozuyucho-zhy`vy`l`nogo pry`stroyu zernoochy`snogo modulya universalnyh pnevmovibrovidcentrovyh separatoriv zerna / A. N. Prylutskkyj // Zagalnoderzhavnyj mizh-

vidomchyj naukovo-texnichnyj zbirnyk. Konstruyuvannya, vyrobnycztvo ta ekspluataciya silskogospodarskyh mashyn. – Kirovograd: KNTU. – Vyp. 14. – 20.

15. Separator 1990. vibrotsentrobezhnyiy zernoochistitelnyiy A1-BTsS-100. / Pasport. Oblpoligrafizdat. Zhitomir. – 90.

16. Separator zerna. 2011. Patent Ukrayiny na korysnu model No60985 MPK V07V1/00/ S. P. Stepanenko, A. N. Prylutskyj, Yu. G. Koval (Ukrayina) – No y2010 04775, zayavleno 21.04.2010, opublikovano 11.07.2011. Byul. No13. – 3.

17. Separator zerna. 2013. Patent Ukrayiny na korysnu model No79939 MPK V07V9/00, V07V1/26/ A. N. Prylutskyj (Ukrayina) – No y2012 12163, zayavleno 23.10.2012, opublikovano 13.05.2013. Byul. No9. – 4.

18. Separator zerna. 2013. Patent Ukrayiny na korysnu model` No79940 MPK V07V9/00, V07V1/00/ A. N. Prylutskyj (Ukrayina) – No y2012 12168, zayavleno 23.10.2012, opublikovano 13.05.2013. Byul. No 9. – 4.

19. Separator zerna 2013. pnevmovibrovidcentrovyj. Patent Ukrayiny na korysnu model No79941 MPK V07V1/26/ A. N. Prylutskyj (Ukrayina) – No y2012 12172, zayavleno 23.10.2012, opublikovano 13.05.2013. Byul. No9. – 4.

20. Slipchenko M. V. 2013. Obgruntuvannya parametriv procesu i rozrobka pnevmoseparuyuchogo prystroyu vibrovidcentrovyh zernovyh separatoriv: avtoref. dys. kand. texn. nauk: 05.05.11 «Mashyny ta zasoby mexanizaciyi silskogospodarskogo vyrobnyctva» / Slipchenko Maksym Volodymyrovych – Kharkiv. – 20.

21. Shvydya V. O. 2012. Pidvyshhennya efektyvnosti pnevmovidcentrovogo separatora ta obgruntuvannya parametriv robochyh organiv: avtoref. dys. kand. tex. nauk: 05.05.11«Mashyny ta zasoby mexanizaciyi silskogospodarskogo vyrobnyctva» / Shvydya Viktor Oleksandrovych – Glevaxa. – 18.

22. Shilin V. V. 2004. Povyishenie effektivnosti ochistki zerna vibrotsentrobezhnyim separatorom putem razrabotki pnevmosisiemyi s vertikalnyim koltsevyim aspiratsionnyim kanalom: avtoref. diss. kand. tehn. nauk: 05.20.01 «Tehnologii i sredstva mehanizatsii selskogo hozyaystva» / Shilin Vladimir Vladimirovich – Kirov. – 20.

23. Titova Lyidmyla. 2013. Effektivnost tehnicheskogo obsluzhivaniya lesnyih MES / Lyidmyla Titova, Ivan Rogovskiy // Motrol: Motorization and power industry in agriculture. — Tom 16, №3. – 303–310.

24. Boyko A.I. 2013. Grafoanaliticheskiy analiz sostoyaniy i perehodov v vozmozhnyie sostoyaniya aktivno rezerviruemoy tehnicheskoy sistemyi / A.I. Boyko, O.V. Bondarenko, V.M. Savchenko // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin, – Vol. 15, No 4. – 231–235.

JUSTIFICATION SEPARATION GRAIN MIXTURE IN OF VORTEX PNEUMATIC DEVICES GRAIN SEPARATORS

Summary. The paper analyzes the development to create centrifugal pnevmoseparators devices and the lack of their work, which is unacceptable to create a high-performance air-sieve module universal grain separators. Described constructive-technological scheme of the new vortex pneumatic separating device, the effect of the structural elements of device on process of moving grain mixture components, the results of research aimed at improving the efficiency of separation of grain pneumocentrifugal separators. It is established that the operating mode of the pneumoseparating device, is calculated with application of its mechanic-mathematical model, corresponds to a kinematic operating mode of industrial samples of separators of type that at application it in new model of separators increases their unification.

Key words: pneumoseparation, dosing, distribution, uniformity, efficiency.

ВНУТРЕННЯЯ ЕМКОСТНАЯ КОМПЕНСАЦИЯ РЕАКТИВНОЙ МОЩНОСТИ В АСИНХРОННОМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕ

Светлана Макаревич, Роман Чуенко

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Svitlana Makarevich, Roman Chuenko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Рассмотрен эффект внутренней емкостной компенсации реактивной мощности в асинхронном двигателе, основанный на совмещенном использовании двух обмоток статора как рабочих обмоток двигателя и компенсирующих, при соединении их по схеме поворотного автотрансформатора на электрическую емкость. Использование внутренней емкостной компенсации реактивной мощности приводит к улучшению пусковых и рабочих характеристик асинхронного двигателя, повышению его технико-экономических показателей. Внутренняя емкостная компенсация в асинхронных машинах вызывает и другие эффекты, такие как: удвоение числа фаз обмоток статора при одинаковых пространственном и временном сдвиге токов двух трехфазных систем, что приводит к уменьшению тока холостого хода, исключению 5 и 7-й пространственных гармоник поля; переход машины в режим динамического торможения при отключении КАД от источника питания и действия электромагнитных контуров с емкостью; перевод КАМ в режим генератора при изменении знаков скольжения и угла пространственного сдвига между обмотками статора, работа компенсированного автономного асинхронного генератора со стабильным напряжением и частотой при изменении нагрузки; работа КАМ с двойным внутренним емкостным возбуждением с форсировкой возбуждения шунтированием вторичной обмотки АТ дополнительной емкостью и т.п.

Компенсированный асинхронный двигатель можно рекомендовать как энергосберегающий при длительной постоянной нагрузке, для пуска электроприводов с большими инерционными массами исполнительных механизмов, а при автоматическом регулировании емкости или при использовании варикондов – для любых режимов работы.

Внутренняя емкостная компенсация реактивной мощности в асинхронных машинах может быть выполнена без существенного изменения технологии их производства а также при капитальном ремонте.

Ключевые слова: асинхронный двигатель, реактивная мощность, внутренняя емкостная компенсация.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Гений М. О. Доливо-Добровольского дал миру простой, дешевый, надежный трехфазный асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором.

Огромные успехи научно-технического прогресса почти за 120 лет существования двигателя не обеспечили ему достойной замены несмотря на серьезные недостатки, ограничивающие его применение в практике.

Основным недостатком асинхронного двигателя (АД) в соответствии с принципом его действия является потребление им двух видов электрической энергии: активной для преобразования в механическую и тепловые потери и реактивной для создания переменного магнитного поля. При этом реактивная энергия не преобразуется в

другие виды, а при изменении переменного тока по величине и направлению происходит обмен ею между источником и потребителем, что загружает все элементы электрической системы непроизводительным реактивным током, вызывающим в них тепловые потери энергии, падения напряжения, оказывая влияние на устойчивость работы системы, габариты устройств, расход материалов.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Наличие воздушного зазора в магнитопроводе, конструктивные особенности двигателя делают его наибольшим потребителем реактивной мощности. Вследствие этого относительно велики токи холостого хода, рабочие и пусковые при малом пусковом моменте, двигатель имеет относительно низкие КПД и коэффициент мощности cosφ [1-6].

Наиболее распространенным в практике способом компенсации реактивной мощности является поперечная компенсация при включении параллельно потребителю внешнего источника реактивной мощности, например, батареи конденсаторов. Между этим источником и потребителем происходит прямой электрический обмен реактивной энергией, освобождая все элементы электрической системы (кроме самого потребителя) частично или полностью от ее перетоков. Однако, на сам потребитель это практически не оказывает влияния, физические процессы в нем, его свойства, технико-экономические показатели остаются неизменными [7-10].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель работы состоит в исследовании эффекта внутренней емкостной компенсации реактивной мощности в асинхронных двигателях.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Внутренняя емкостная компенсация реактивной мощности в асинхронном двигателе (АД) осуществляется при совмещении функций обмоток статора как рабочих обмоток АД и компенсирующих при включении их по схеме поворотного автотрансформатора (АТ) на электрическую емкость. При этом используется свойство АТ комплексного обмена энергией между обмотками и нагрузкой (в данном случае емкостной нагрузкой АТ) электрическим и электромагнитным путем и подмагничивающее действие емкостного тока в ферромагнитных устройствах. Конструкция статора АД позволяет принять любой угол пространственного сдвига между обмотками поворотного АТ [11].

Эффект внутренней емкостной компенсации реактивной мощности (ВЕКРМ) проявляется во всех режимах компенсированного асинхронного двигателя (КАД). Она приводит к ряду особенностей действия физических процессов, благотворно влияющих на свойства двигателя, его технико-экономические показатели.

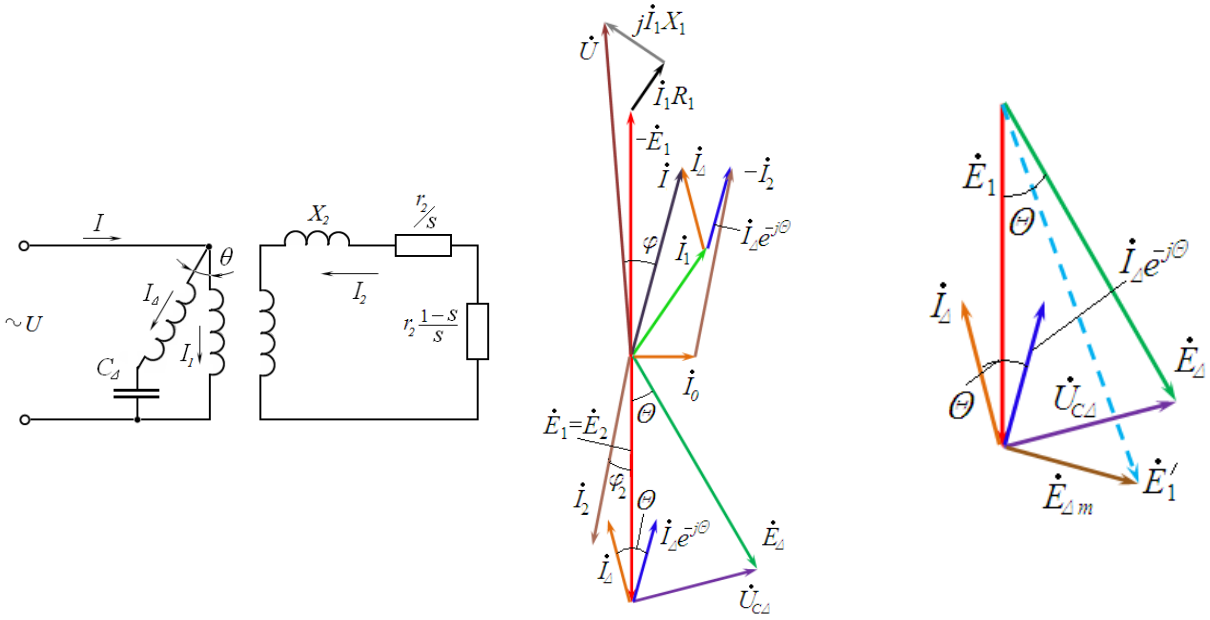
Конструктивно КАД выполнен на базе серийного асинхронного двигателя, только обмотка статора его делится на две части, пространственно смещенные между собой в пазах сердечника статора на заданный угол θ и соединенные по схеме поворотного АТ на электрическую емкость C_{Δ} [11-15].

Из условий технической простоты и обеспечения эффективной работы двигателя этот угол удобно принять равным 30^0, что делается делением фазной зоны 60^0 обмотки статора базовой машины на две равные части. Одна из полуобмоток фазы принимается за основную и является первичной обмоткой АТ с включением ее на напряжение $\dot{U}$ питающей сети. Другая – дополнительная или вторичная обмотка АТ смещена относительно первичной на угол $\theta=30^0$ против направления вращения поля так, что ее ЭДС $\dot{E}_{\Delta}$ опережает во времени действия ЭДС $\dot{E}_1$ основной обмотки на такой же угол $\theta=30^0$ (рис. 1, а, б). Нагрузкой АТ является емкость C_{Δ}, напряжение на которой, как выходное напряжение поворотного АТ равно:

$$\dot{U}_{C\Delta} = \dot{U} + \dot{U}_{\Delta}, \qquad (1)$$

где, напряжение первичной обмотки АТ выражено как $\dot{U} \approx -\dot{E}_1 + \dot{I}_1 Z$, а вторичной

$$\dot{U}_{\Delta} = \dot{E} - \dot{I}_{\Delta} Z_{\Delta}. \qquad (2)$$



а) б) в)

Рис. 1. Принципиальная электрическая схема фазы КАД (а), векторная диаграмма фазы (б) и фрагмент векторной диаграммы с действием дополнительной ЭДС

Fig. 1. Stator and rotor electrical circuit (a), phasor diagrams of compensated induction motor (CIM) (b, c)

Без учета падения напряжения $\dot{I}_1 Z_1$, $\dot{I}_\Delta Z_\Delta$ на сопротивлениях обмоток Z_1 и Z_Δ можно принять $\dot{U}_{C\Delta} \approx \dot{E}_\Delta - \dot{E}_1$, что при одинаковых обмотках ($\dot{E}_1 = \dot{E}_\Delta$, $Z_1 = Z_\Delta$) и $\theta=30^0$ даст напряжение $U_{C\Delta} \approx 2 \cdot U \cdot \sin\frac{\theta}{2} \approx 0{,}52 \cdot U$, а при соединении конденсаторов по схеме «треугольник» в трехфазном варианте КАД это напряжение достигает величины *~0,9·U*, что обеспечивает эффективное использование конденсаторов и уравнивает рабочие напряжения всех элементов цепи статора КАД. В отличие от продольной емкостной компенсации это напряжение фиксировано схемой АТ, что исключает нежелательные перенапряжения, резонансные явления в цепи с емкостью.

Из условия равновесия МДС связь между токами КАД может быть представлена равенством:

$$\dot{I}_1 + \dot{I}_\Delta e^{-j\cdot\theta} = \dot{I}_0 - \dot{I}_2, \qquad (3)$$

где все токи приведены к оси основной обмотки статора с током $\dot{I}_1$; $\dot{I}_2$ – ток ротора, приведенный к оси основной обмотки статора по классическому принципу [3], $\dot{I}_\Delta \cdot e^{-j\cdot\theta}$ – ток вторичной обмотки АТ, приведенный к оси основной обмотки статора при постоянном угле θ между ними [5], $e^{-j\cdot\theta}$ – коэффициент приведения или поворотный множитель. Тогда намагничивающий ток КАД, как совокупное действие всех его токов, представится в виде:

$$\dot{I}_0 = \dot{I}_\Delta + \dot{I}_1 e^{-j\cdot\theta} + \dot{I}_2, \qquad (4)$$

а соответствующие ему ЭДС в основной обмотке статора и приведенного к нему ротора равны:

$$\dot{E}_1 = \dot{E}_2 = -jX_m \dot{I}_0, \qquad (5а)$$

в дополнительной обмотке статора ЭДС представляется как:

$$\dot{E}_\Delta = \dot{E}_1 e^{j\theta}. \qquad (5б)$$

Здесь X_m – сопротивление взаимной индукции между двумя одинаковыми соосными обмотками и равное ему сопротивление намагничивающего контура машины. Для выявления общих свойств КАД X_m предварительно принимаем постоянным, равным номинальному сопротивлению намагничивающего контура машины [9].

Отличительной особенностью КАД является наличие емкостного тока $\dot{I}_\Delta = \frac{\dot{U}_{C\Delta}}{-jX_{C\Delta}} = j\frac{\dot{U}_{C\Delta}}{X_{C\Delta}}$ в контуре вторичной обмотки, который является одновременно и

рабочим током этой обмотки. Его долевое участие в создании основных ЭДС $\dot{E}_1 = \dot{E}_2$ определяется действием дополнительной ЭДС:

$$\dot{E}_{\Delta m} = -jX_m \dot{I}_\Delta e^{-j\cdot\theta} \qquad (6)$$

которая увеличивает основные ЭДС до $\dot{E}_1' = \dot{E}_2'$ и смещает их фазы в опережающую сторону (рис. 1, в).

Увеличение ЭДС ротора при неизменных его параметрах r_2, X_2 равноценно введению в цепь короткозамкнутого ротора дополнительной ЭДС $\dot{E}_{\Delta m}$ – в данном случае электромагнитным путем через статор. При принятых как и в базовом двигателе направлениях токов $\dot{I}_0$, $\dot{I}_2$ и $\dot{I}_\Delta$, как тока емкостной нагрузки АТ, по условию (3) определяем направление и величину тока $\dot{I}_2$ (рис. 1, б). Эффекты действия внутренней емкостной компенсации реактивной мощности могут быть выявлены и оценены по результатам расчета характеристик КАД.

Основой для такого расчета принята обобщенная математическая модель асинхронной машины, составленная на классических принципах [3], с учетом различной пространственно-временной ориентации токов нескольких обмоток статора и ротора, приведенных к единой оси основной обмотки статора, с учетом электрических емкостей в контурах цепей статора, что увеличивает на единицу порядок дифференциальных уравнений модели [16, 17].

Частным вариантом этой модели является система алгебраических уравнений электрического равновесия контуров одной фазы статора и ротора КАД в установившемся процессе симметричного режима. Результаты расчетов при постоянных параметрах Т-образной схемы базовой машины [3] приняты для выявления и анализа процессов в КАД, особенностей [18-20] их свойств, характеристик, возможностей повышения эффективности, практической реализации.

Указанная система уравнений для контуров фазы КАД по схеме рис. 1а представлена в виде:

$$\begin{cases} \dot{U} = -\dot{E}_1 + \dot{I}_1 Z_1 + j\dot{I}_\Delta X_1 \cos\theta, \\ \dot{U} = -\dot{U}_\Delta + \dot{U}_{C\Delta} = -\dot{E}_\Delta + \dot{I}_\Delta z_\Delta + j\dot{I}_1 X_1 \cos\theta - j\dot{I}_\Delta X_{C\Delta}, \\ 0 = -\dot{E}_2 + \dot{I}_2 Z_2, \end{cases} \qquad (7)$$

где: ЭДС $\dot{E}_1 = \dot{E}_2$, $\dot{E}_\Delta$ определены по (4), (5), $Z_1 = r_1 + jX_1 = Z_\Delta$ – собственные внутренние сопротивления двух одинаковых обмоток статора. При разделении единой обмотки на две параллельные ветви с тем же числом *w* витков принимается активное сопротивление ветви $r_1 = 2R_1$, собственное сопротивление рассеяния $X_1 \equiv w^2$, но проявляется и равное ему сопротивление взаимоиндуктивной связи по полю рассеяния между ветвями единой обмотки, которое при пространственном смещении ветвей единой обмотки относительно друг друга равно $X_1 \cos\theta$; $Z_2 = \frac{r_2}{s} + jX_2$ – сопротивление фазы ротора по схеме замещения; R_1, X_1 – собственные сопротивления единой обмотки статора базовой машины [9].

Решение уравнений (7) относительно токов при заданных напряжении сети, собственных параметрах машины (r_1, X_1, r_2, X_2, X_m) и вносимых (θ, $X_{C\Delta} = \frac{1}{\omega_0 C_\Delta}$) дает $\dot{I}_1 = \gamma \cdot \dot{U}$, $\dot{I}_\Delta = \Delta \cdot \dot{U}$:

$$\dot{I}_2 = -\frac{Z_S}{Z_2}(\dot{I}_1 + \dot{I}_\Delta e^{-j\cdot\theta}), \qquad (8)$$

где: $Z_S = \frac{jX_m z_2}{z_2 + jX_m}$ – полное сопротивление роторной цепи (относительно статора по схеме замещения); γ, Δ – параметрические коэффициенты соответственно равные

$$\gamma = \frac{z_1 + Z_S(1 - e^{-j\cdot\theta}) - jx_1 \cos\theta - j\cdot X_{C\Delta}}{G},$$

$$\Delta = \frac{z_1 + Z_S(1 - e^{j\cdot\theta}) + jx_1 \cos\theta}{G}, \qquad (9)$$

при $G = Z_1(Z_1 + 2Z_S) + (X_1 - j2Z_S)X_1 \cos^2\theta - jX_{C\Delta}(Z_1 + Z_S)$.

Уравнения (7) и методика их расчета по (8), (9) в некоторой мере носят обобщенный характер, так как:

- при $\theta=0$, $X_{C\Delta}=0$ они представляют базовый асинхронный двигатель с двумя одинаковыми соосными ветвями обмотки статора,

- при $\theta \neq 0$, $X_{C\Delta} \neq 0$ по ним рассчитывают характеристики КАД.

Приведем некоторые результаты расчета и их краткий анализ на примере КАД, выполненного на базе асинхронного двигателя 4А71В2. Выбор серии двигателя определяется хорошо представленными в [9] его параметрами, что способствует глубине исследований. Для корректного сравнения результатов расчеты АД и КАД проведены при одинаковых параметрах их и по единой методике [5].

1. На рис. 2 представлены графики расчетных зависимостей пускового момента $M_{пуск}$ и тока $I_{пуск}$ от величины и знака угла θ. Они дополняют обоснование уже принятой величины угла $\theta=30^0$. Показано, что при $\theta=30^0 \ldots 90^0$ пусковой момент КАД максимален и величина его зависит также от величины принятой емкости C_Δ (сопротивления $X_{C\Delta}$). Но при $\theta=30^0$ минимален пусковой ток двигателя и максимально отношение $M_{пуск}/I_{пуск}=0,7\ldots0,75$, определяющее эффективность пусковой операции двигателя. При $\theta=60^0 \ldots 90^0$ увеличивается пусковой ток статора и это отношение уменьшается, у базового АД оно составляет 0,55…0,6.

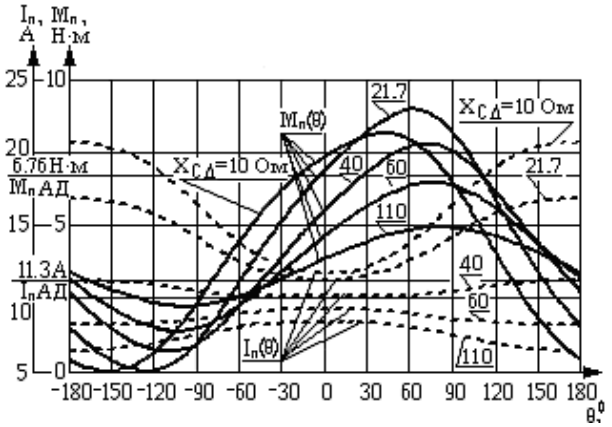


Рис. 2. Графики пусковых момента и тока КАД

Fig. 2. Starting torque and current of CIM

Минимальные значения рабочих токов и потерь мощности в обмотках при определенной емкости также соответствуют $\theta=30^0$. Поэтому последующие исследования свойств и характеристик КАД проводим при пространственном сдвиге обмоток статора КАД относительно друг друга, равном $\theta=30^0$.

2. Введение в цепь ротора электромагнитным путем дополнительной ЭДС $\dot{E}_{\Delta m} = -jX_m \dot{I}_\Delta e^{-j\cdot\theta}$ приводит к увеличению основной ЭДС ротора $\dot{E}_2$, его пускового тока $\dot{I}_{2n} = \frac{\dot{E}_2}{r_2 + jX_2}$ (при скольжении $s=1$) и пускового момента $M_{пуск} = \frac{mI_{2n}^2 r_2}{\omega_0}$.

Под действием повышенного пускового момента происходит ускоренный разгон двигателя по более высокой по сравнению с базовым АД механической характеристике с выходом в установившемся процессе с постоянным моментом нагрузки в точку с меньшим скольжением s', чем при работе базового АД. Уменьшение скольжения $s'_н$ при постоянном номинальном моменте базового двигателя $M_н=const$ (рис. 3) приводит к увеличению сопротивления $Z_2 = \frac{r_2}{s} + jX_2$ ротора, снижению его тока $\dot{I}_2$, а, следовательно, и рабочих токов $\dot{I}_1$, $\dot{I}_\Delta$ обмоток статора и его общего тока $\dot{I} = \dot{I}_1 + \dot{I}_\Delta$ в пределе до их активных составляющих.

С другой стороны, увеличение ЭДС $\dot{E}_1$ основной обмотки статора, уравновешенной постоянным напряжением сети, ослабляет рост пускового тока, а также снижает его

рабочие токи. Уменьшение рабочих токов обмоток статора и ротора в пределе до активных составляющих уменьшает потери мощности в обмотках.

Двигатель становится энергосберегающим, с повышенным пусковым моментом практически при неизменном пусковом токе статора, регулируемым по величине $cos\varphi$ (от естественного до *1* и даже с переходом в емкостную сторону).

Рис. 3 частично иллюстрирует этот эффект механическими характеристиками КАД, построенными при $0 \le s \le 1$ и различных C_Δ ($X_{C\Delta}$). Так, в зависимости от величины емкости C_Δ ($X_{C\Delta}$) пусковой момент КАД превышает пусковой момент базовой машины на *20 – 25%*, а номинальное скольжение $s'_н$ уменьшается от $s_н=0,061$ –

0,063 базового двигателя до $s'_н$*=0,048 – 0,*06 в КАД при $M_н$*=3,74 Н·м=const*.

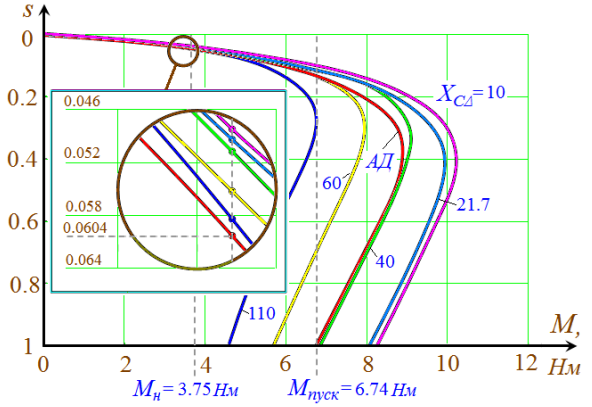


Рис. 3. Механические характеристики КАД

Fig. 3. Torque-slip characteristics of CIM

3. Расчетные графики изменения токов КАД в зависимости от величины емкости $C_Δ$ при постоянной номинальной нагрузке ($M_н$*=const*, $s'_н$*=var*) представлены на рис. 4, а.

При относительно малой емкости $C_Δ$ ее ток $\dot{I}_Δ$ опережая выходное напряжение АТ на 90^0 и, являясь одновременно током одной из рабочих обмоток двигателя, имеет опережающий характер по отношению к напряжению $\dot{U}$ питающей сети. По мере увеличения $C_Δ$ ток $\dot{I}_Δ$ растет, увеличивая падение напряжения от него в ветви вторичной обмотки АТ и само напряжение $\dot{U}_Δ$ на ней (рис. 1б), что при постоянном напряжении сети несколько увеличивает выходное напряжение АТ $\dot{U}_{CΔ}=\dot{U}+\dot{U}_Δ$ и изменяет его фазу. Соответственно изменяется и фаза тока $\dot{I}_Δ$, из опережающего напряжение $\dot{U}$ он переходит через активное значение в отстающую сторону, а взаимоиндуктивный с ним ток $\dot{I}_1$ основной обмотки АТ падает переходя по фазе из отстающего от напряжения $\dot{U}$ в опережающий. В результате кривые зависимости токов $\dot{I}_1$, $\dot{I}_Δ$ от величины емкости $C_Δ$ при постоянной нагрузке ($M_н$*=const*, $S_н$`*=var*) пересекаются (рис. 4, а) в точке, называемой точкой нормального емкостного возбуждения КАД. Учитывая подмагничивающее действие емкостного тока при создании магнитного потока будем называть его и в целом намагничивающий ток током возбуждения асинхронной машины.

Режим нормального емкостного возбуждения в данном примере расчета КАД при номинальной нагрузке ($M_н$*=const*) возникает при $C_Δ$*=28,9 мкФ* на фазу ($X_{CΔ}$*=110 Ом*) и характеризуется следующими факторами:

- токи I_1 и $I_Δ$ обмоток статора равны по величине, что обеспечивает обмоткам одинаковый тепловой режим,

- относительно напряжения $\dot{U}$ сети ток $\dot{I}_Δ$ имеет опережающий характер (угол $\varphi_Δ \approx 12^0$), $\dot{I}_Δ$ – отстающий (угол $\varphi_1 \approx 26^0$) (рис. 4, б).

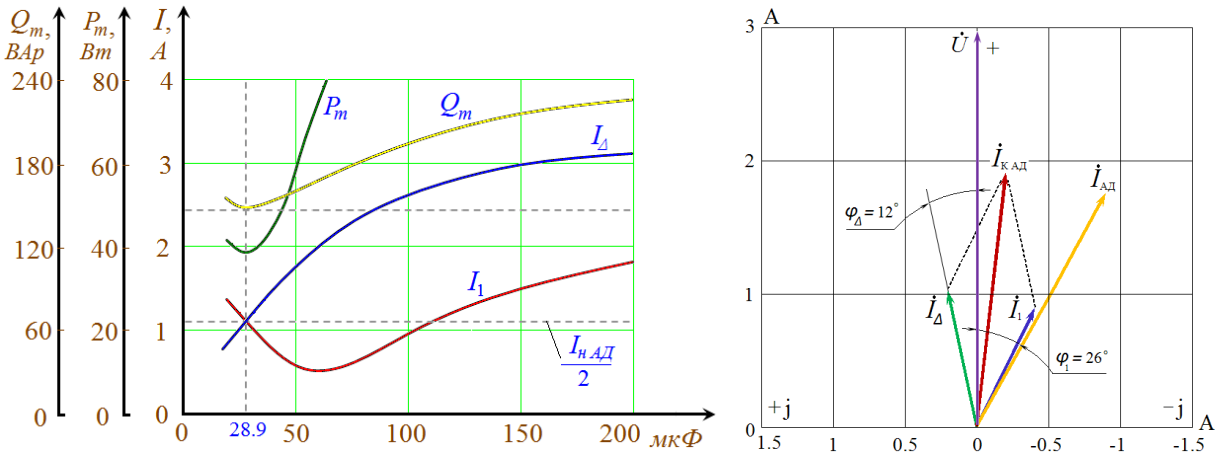


Рис. 4. Графики изменения рабочих токов обмоток, потерь мощности в обмотках статора КАД (а) и векторная диаграмма токов статора КАД

Fig. 4. Performance stator CIM curves (a), phasor diagram of CIM stator currents

Приближаясь за счет емкостной компенсации к активным они становятся меньше соответствующих номинальных токов базового АД на 6% (в том числе и ток I_2 ротора). Потери мощности в обмотках снижаются на 12% и являются минимальными в данном режиме (рис. 4, а).

- суммарный ток статора $\dot{I} = \dot{I}_1 + \dot{I}_\Delta$ за счет разных знаков реактивных составляющих токов $\dot{I}_1$ и $\dot{I}_\Delta$ приближается к активному, что потребовало от емкостного источника мощность $Q_{C\Delta}=124\ BAp$ на одну фазу и $Q'_C=55$ Вар из сети. Для повышения до *1 cosφ* базового двигателя требуется мощность внешних конденсаторов $Q_C=250\ Bap$ на фазу без изменения свойств АД. В КАД же одновременно уменьшаются токи, потери, увеличивается пусковой момент.

Снижение мощности в 1,4 – 1,5 раза источника внутренней емкостной компенсации по сравнению с внешней для достижения одинаковых значений *cosφ* системы „двигатель – источник реактивной мощности" объясняется комплексным использованием источника внутренней емкостной компенсации при сочетании электрического и электромагнитного обмена реактивной мощностью, подмагничивающим действием емкостного тока, изменением свойств самого компенсированного двигателя. Это не противоречит закону сохранения энергии, так как величина магнитного потока определяется не затратами реактивной мощности на его создание, а током, вернее, намагничивающим током, как совокупным действием всех токов системы. В данном примере намагничивающий ток АД и КАД на его базе практически одинаковы, даже у КАД он несколько больше за счет подмагничивающего действия емкостного тока.

Увеличение емкости C_Δ после нормального возбуждения приводит к полной компенсации, когда оба тока $\dot{I}_\Delta$ и $\dot{I}_\Delta$ совпадают по фазе с напряжением $\dot{U}$, но токи не равны между собой, $\dot{I}_1$ минимален (рис. 4, а). При перекомпенсации реактивные составляющие токов $\dot{I}_1$, $\dot{I}_\Delta$ меняют свои знаки.

Аналогичные эффекты имеют место и при пуске КАД, где нормальное возбуждение соответствует равенству пусковых токов ветвей статора и почти наибольшему пусковому моменту (наибольший момент возникает при полной компенсации). Однако, в связи со свойством АД увеличивать пусковой ток, емкость для благоприятного пуска КАД должна превышать емкость при номинальной нагрузке в 4 – 5 раз.

ВЫВОДЫ

1. Внутренняя емкостная компенсация в асинхронных машинах вызывает и другие эффекты, такие как:

- удвоение числа фаз обмоток статора при одинаковых пространственном и временном сдвиге токов двух трехфазных систем, что приводит к уменьшению тока холостого хода, исключению 5 и 7-й пространственных гармоник поля,
- переход машины в режим динамического торможения при отключении КАД от источника питания и действия электромагнитных контуров с емкостью,
- перевод КАМ в режим генератора при изменении знаков скольжения и угла пространственного сдвига между обмотками статора, работа компенсированного автономного асинхронного генератора со стабильным напряжением и частотой при изменении нагрузки,
- работа КАМ с двойным внутренним емкостным возбуждением с форсировкой возбуждения шунтированием вторичной обмотки АТ дополнительной емкостью и т.п.

2. Компенсированный асинхронный двигатель можно рекомендовать как энергосберегающий при длительной постоянной нагрузке, для пуска электроприводов с большими инерционными массами исполнительных механизмов, а при автоматическом регулировании емкости или при использовании варикондов – для любых режимов работы.

3. Внутренняя емкостная компенсация реактивной мощности в асинхронных машинах может быть выполнена без существенного изменения технологии их

производства а также при капитальном ремонте.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Vol'dek A.Y. 1978. Elektrycheskye mashyni / Vol'dek A.Y. – L.: Enerhyya. – 832.

2. Kopilov Y.P. 2002. Эlektrycheskye mashyni / Kopilov Y.P. – M.: Visshaya shkola. – 607.

3. Kopilov Y. P. 2001. Matematycheskoe modelyrovanye elektrycheskykh mashyn /Kopilov Y.P. – M.: Visshaya shkola. – 327.

4. Asynkhronnie 1980. dvyhately obshcheho naznachenyya / Boyko E.P., Hayntsev Yu.V., Kovalev Yu.M. y dr.; Pod. red. V.M. Petrova y A.Э. Kravchyka – M.: Enerhyya. – 488.

5. Asynkhronnie 1982. dvyhately seryy 4A / Kravchyk A.E., Shlaf M.M., Afonyn V.Y., Sobolevskaya E.A. – M.: Enerhoyzdat. – 504.

6. Myshyn V.Y. 1991. Modelyrovanye avaryynikh rezhymov elektrodvyhateley v sel'skom khozyaystve / Myshyn V.Y., Sobor Y.V. – Kyshynev: Shtyyntsa. – 128.

7. Tarasenko R.O. 1997. Pidvyshchennya nadiynosti ta efektyvnosti asynkhronnykh elektrodvyhuniv pry kapital'nomu remonti yikh v umovakh remontno-transportnykh pidpryyemstv: avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.09.16 «Zastosuvannya elektrotekhnolohiy u sil's'kohospodars'komu vyrobnytstvi»/ Tarasenko R.O. – K. NAU. – 22.

8. Mishyn V.I. 2000. Enerhozberihayuchyy asynkhronnyy dvyhun dlya sil's'koho hospodarstva / Mishyn V.I., Chuyenko M.O., Tarasenko R.O., Chuyenko R.M.// Ahrarna nauka i osvita. — #1. – 138–145.

9. Mishyn V.I. 2002. Rekomendatsiyi shchodo ener-hozberezhennya pry vykorystanni asynkhronnykh elektrodvyhuniv z vnutrishn'oyu yemnisnoyu kompensatsiyeyu reaktyvnoyi potuzhnosti / Mishyn V.I., Chuyenko M.O., Lisovyy S.S., Chuyenko R.M. – K.: NAU. – 40.

10. Myshyn V.Y. 2011. Avtonomnыy asynkhronnыy henerator s vnutrennym emkostnым vozbuzhdenyem / V.Y. Myshyn, V.V. Kaplun, S.S. Makarevych // Эlektrotekhnyka. – #3. – 20–25.

11. Chuyenko R.M. 2002. Enerhozberezhennya u pidhotovtsi kormiv do z·hodovuvannya pry vykorystanni asynkhronnykh elektrodvyhuniv z vnutrishn'oyu yemnisnoyu kompensatsiyeyu reaktyvnoyi potuzhnosti: avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.09.16 «Zastosuvannya elektrotekhnolohiy u sil's'kohospodars'komu vyrobnytstvi»/ Chuyenko R.M. – K. NAU. – 20.

12. Asynkhronnыe 2001. elektrodvyhately s uluchshennimy enerhetycheskymy y puskorehulyrovochnimy kharakterystykamy / Myshyn V.Y., Lut N.T. // Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu „KhPI". – #17. 110–112.

13. Myshyn V.Y. 2006. Pryntsypi rascheta kharakterystyk v asymmetrychnikh rezhymakh kompensyrovannoho asynkhronnoho dvyhatelya / Myshyn V.Y., Chuenko R.N., Kulynych A.N. // Elektrotekhnika i Elektromekhanika. – #1. – 36–41.

14. Myshyn V.Y. 2004. Osobennosty fyzycheskykh protsessov v kompensyrovannom asynkhronnom dvyhatele / Myshyn V.Y., Chuenko R.N., Kulynych A.N. // Elektrotekhnika i Elektromekhanika. – #4. – 48–53.

15. Chuyenko R.M. 2011. Metodyka rozrakhunku kharakterystyk kompensovanoho asynkhron-noho dvyhuna u nesymetrychnykh rezhymakh / Chuyenko R.M., Havrylyuk V.V // Naukovyy visnyk NUBiP Ukrayiny. Seriya «Tekhnika ta enerhetyka APK». – Vyp. 166. – 261–268.

1**6. Pat. # 56330 Ukrayina**, MPK 7 NO2K 17/34 / Tryfaznyy asynkhronnyy elektrodvy-hun / Mishyn V.I., Chuyenko R.M., Kaftan B.M. –# 2001010643 zayavl. 29.01.2001; opubl. 15.05.2003, Byul. # 5.

17. Mishyn V.I. 2012. Kompensovani asynkhronni mashyny: monohrafiya / V.I. Mishyn, V.V. Kaplun, R.M. Chuyenko ta in. – K.: KNUTD. – 221.

18. Chuyenko R.M. 2009. Asynkhronnyy dvyhun z vnutrishn'oyu yemnisnoyu kompensatsiyeyu reak-tyvnoyi potuzhnosti: monohrafiya / Chuyenko R.M. – Nizhyn: PP Lysenko M.M. – 155.

19. Chuyenko R.M. 2010. Elektromahnitni protsesy ta enerhetychni peretvorennya v kompensovanomu asynkhronnomu dvyhuni: monohrafiya / Chuyenko R.M. – Nizhyn.: PP Lysenko M.M. – 167.

20. Mishyn V.I. 2013. Kompensovani asynkhronni dvyhuny: monohrafiya / Mishyn V.I., Chuyenko R.M. – Nizhyn: PP Lysenko M.M. – 228.
21. Havrysh Valery. 2011. Perspektivi zabezpechennya agrarnogo sektora yekonomiki Ukraini ponovlyuvanimi yenergetichnimi resursami / Valery Havrysh // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin. – Tom. 13 A. – 107–117.
22. Dubrovin V. 2014. Operational reliabilityof power contact connections of electric equipment / Krasowski E., Tarasenko S., Voloshin S. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin. – Vol. 16. No 3. – 303–312.

INTERNAL CAPACITANCE COMPENSATION OF REACTIVE POWER OF INDUCTION ELECTRIC ENGINES

Summary. The effect of the internal capacitive reactive power compensation in asynchronous motor, based on a combination use of two workers as the stator windings of the motor windings and compensating when connecting them to the autotransformer scheme rotary electric capacity. Using the internal capacitive reactive power compensation results in improved start-up and performance asynchronous motor, increasing its technical and economic indicators. Internal capacitive compensation of induction machines and causes other effects, such as the doubling of the number of phases of the stator windings with the same spatial and temporal shifting currents of the two three-phase systems, which reduces the load current, but 5 and 7 of spatial harmonics of the field; move the machine to dynamic braking when disconnected from the power supply ring road and the effects of electromagnetic circuits with capacity; Translation CIM in generator mode when changing the characters slip angle and the spatial shift between the stator windings, work compensated autonomous asynchronous generator with stable voltage and frequency when the load; CIM work with dual internal capacitive excitation with excitation forcing bypass secondary winding AT additional capacity, etc.

Compensated induction motor can be recommended as an energy-saving in the long constant load for electric start with large inertial mass actuators, and with automatic regulation of the container or by using variconds - for all modes of operation.

Internal capacitive reactive power compensation in asynchronous machines can be carried out without significant changes in their production technology as well as major repairs.

Key words: induction motor, reactive power, the internal capacitive compensation.

MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2015. Vol. 17. No 3. 292–296

ОЦЕНКА ВЛАЖНОСТИ ЗЕРНА В УСЛОВИЯХ ХОЗЯЙСТВА

Валентин Мироненко, Наталия Тютюнник

Национальный научный центр "Институт механизации и электрификации сельского хозяйства"
Ул. Вокзальная,11, пгт. Глеваха, Киевская обл., Украина. E-mail: mironenko1952@ukr.net

Valentin Mironenko, Natalia Tyutyunnik

National Scientific Centre "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture", Str. Vokzalna, 11, Village Glevaha, Kiev Region, Ukraine. E-mail: mironenko1952@ukr.net

Аннотация. В статье описано устройство для экспрессной оценки влажности зерна. Приведены: его общий вид, график зависимости диэлектрической проницаемости зерна от изменения его влажности и расчет экономической эффективности. Отличия в плотности зерна разных культур влияют на погрешность измерений влажности электрическими влагомерами. С целью компенсации влияния плотности материалов используют нормализацию массы пробы (автономные или вмонтированные в прибор устройства взвешивания) и способ ее засыпания в прибор, а также уплотнение пробы во влагомере. Рассчеты показывают, что затраты на приобретение индикатора влажности зерна могут окупиться, например, за счет своевременного сбора 500 т зерна пшеницы, по сравнению со сбором этого урожая с опозданием на два дня, за которые влажность зерна уменьшится с 20 до 15%.

Ключевые слова: влажность зерна, электрические влагомеры, диэлектрические характеристики, чувствительный элемент, экономическая эффективность.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Среди параметров контроля и управления технологическими процессами в сельскохозяйственном производстве, которые определяют количественные и качественные потери конечной продукции, а также энергетические затраты на ее получение, важное место занимает влажность зерна.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Сегодня наиболее распространенными в практическом применении являются электрические влагомеры, которые в США, Канаде, Японии и других странах приняты как официальные стандартные приборы для измерения влажности зерна [1, 2].

Значительное влияние на погрешность измерений влажности электрическими влагомерами имеют вариации диэлектрических характеристик плотности и температуры технологического материала.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Разработать технические средства оперативной оценки (в условиях хозяйства) влажности зерна, для определения ее критических значений с целью принятия решений относительно определения сроков сбора урожая и послеуборочной обработки зерна.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Диэлектрические характеристики зерна разных культур существенно отличаются между собой по характеру зависимости от влажности (рис. 1).

Поэтому при создании универсальных приборов для измерения влажности разработчики вынуждены добавлять к прибору большой объем справочного материала в виде таблиц перевода электрических измерений во влажность (РВ-10, Япония; Электроника ВЛК-01, Украина),

применять скользящие шкалы и программы для каждой культуры (Grainmini, Великобритания) или использовать микропроцессорные системы с соответствующим объемом электронной памяти (Multi-grain, США; FP Auto, Швеция).

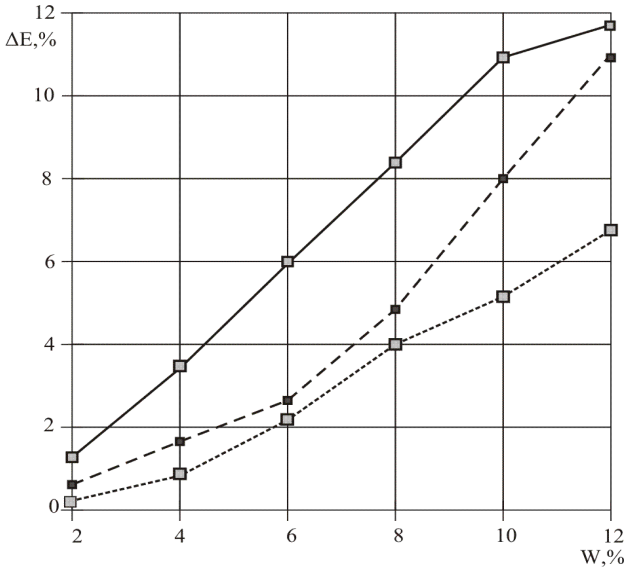


Рис. 1. Зависимости диэлектрической проводимости зерна от изменения влажности

Fig. 1. Dependence of dielectric conductivity of grain from changes in humidity

Отличия в плотности зерна разных культур (рис. 2) влияют на погрешность измерений влажности электрическими влагомерами. С целью компенсации влияния плотности материалов используют нормализацию массы пробы (автономные или вмонтированные в прибор устройства взвешивания) и способ ее засыпания в прибор, а также уплотнение пробы во влагомере.

Температурная поправка (как правило, линейная в определенных пределах изменения температур) может вводиться оператором, или автоматически - с помощью тех или других электрических схемных решений. Например, во влагомере "Электроника ВЛК-01" температурная поправка представляет ±0,1% на каждый градус температуры относительно 20°С

В ННЦ "ИМЭСХ" были проведены исследования по созданию датчиков на основе унифицированного первичного измерительного преобразователя, принцип действия которого основывается на изменении электрической емкости конденсатора при заполнении пространства между пластинами конденсатора емкосного датчика технологическим материалом.

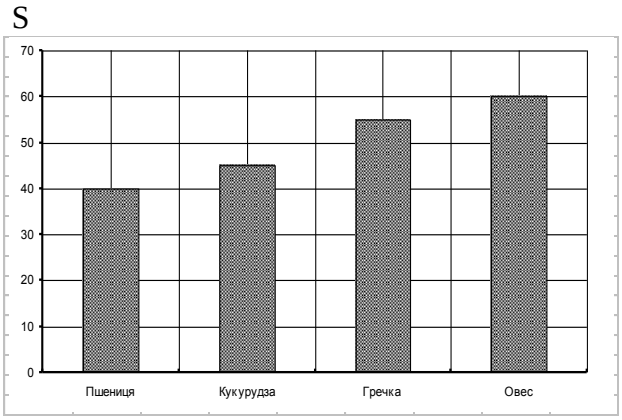


Рис. 2. Плотность зерна промышленных культур: S - отношение объема, занятого промежутками между твердыми частями зерновой массы и общего объема, занятого зерновой массой

Fig. 2. Density of grain industrial crops: S - the ratio of volume occupied by gaps between solid parts of grain mass and total volume occupied by grain mass

Первичный измерительный преобразователь емкостного датчика (рис. 3) состоит из чувствительного элемента, который представляет собой пластины конденсатора, которые расположены в одной плоскости и генератора с самовозбуждением, собранного на двух транзисторах VT1 и VT2.

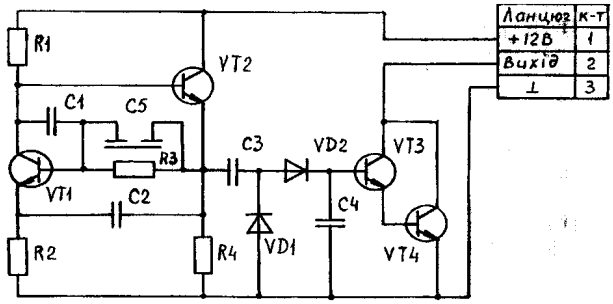


Рис. 3. Принципиальная электрическая схема емкостного датчика уровня технологических материалов

Fig. 3. Schematic diagram of capacitive level sensor technology materials

Номиналы резисторов R1, R2 и R3 подобраны так, чтобы транзистор VT1 работал в режиме микротоков. Это позволяет создать датчик с малыми размерами

чувствительного элемента при достаточной чувствительности к наличию контролируемого технологического материала.

Между коллектором и базой транзистора VT1 расположен конденсатор С1, который создает отрицательную обратную связь в цепи переменного тока, нужную для того, чтобы при отсутствии контролируемого материала генератор был заторможен. Позитивная обратная связь в цепи переменного тока осуществляется посредством эмиттерной нагрузки транзистора VT2 на базу VT1 через электрическую емкость С5 чувствительного элемента. Позитивная обратная связь поддерживает генератор во взвешенном состоянии пока незначительное изменение емкости (4пФ) чувствительного элемента приведет к возбуждению генератора. При этом на выходе первичного преобразователя формируются высокочастотные колебания, которые через емкость С3 поступают на детектор (VD1, VD2). Детектор обеспечивает превращение высокочастотных колебаний в напряжение постоянного тока, которое выделяется на конденсаторе С4 и подается на электронный ключ (VT3, VT4). Электронный ключ управляет работой блока сигнализации.

Стремление достичь универсализации и учета всех возможных погрешностей измерения ведет к значительному усложнению и повышению стоимости электрических влагомеров. При этом, невзирая на то, что в наилучших известных образцах влагомеров величина стандартного отклонения не превышает 0,3-0,5%, в реальных внутрихозяйственных условиях погрешность не всегда укладывается даже в пределы ±1%. Исходя из анализа результатов эксплуатации электрических влагомеров серийного производства, исследований по разработке новых приборов, проведенных у нас в стране и за рубежом, а также практического отсутствия любых средств измерения влажности в большинстве хозяйств и их ограниченных возможностей приобретения дорогих влагомеров, в ИМЭСХ на базе унифицированного первичного измерительного преобразователя сигналов в последствии был разработан индикатор влажности зерна. влажности зерна. Общий вид индикатора показан на рис. 4.

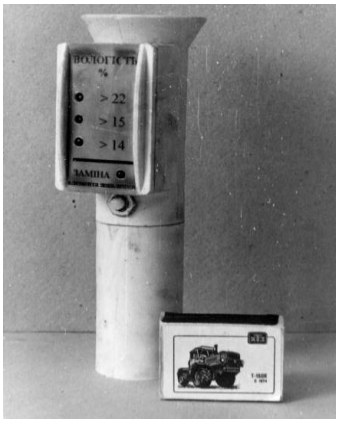


Рис. 4. Общий вид индикатора влажности зерна

Fig. 4. General view of grain moisture indicator

Принцип действия индикатора основывается на изменении диэлектрической проницательности между пластинами конденсатора:

$$C = \frac{\varepsilon_0 \times \varepsilon \times S}{d},$$

где: C – электрическая емкость конденсатора, Ф; ε_0 – электрическая постоянная 8,85×10-12 Ф/м; ε – относительная диэлектрическая проницательность зерна; S – площадь чувствительного элемента, м^2; d – расстояние между пластинами конденсатора, м.

Прибор состоит из чувствительного элемента, генератора, интегрирующего звена, 4-х канального компаратора, информационного табло и блока питания. Чувствительный элемент – это конденсатор, пластины которого расположены в одной плоскости.

Индикатор дает возможность проводить экспрессную (6 с) оценку влажности зерна одной из культур в производственных условиях (поле, ток, зернохранилище) без любых дополнительных приспособлений или материалов.

Прибор позволяет эффективно определять начало сбора урожая (оптимальная влажность зерна пшеницы 18-22%), подготовку зерна к продаже (14-15%), а также закладку на хранение (менее 14%).

Небольшой объем измерительной камеры влагомера (около 33 грамм зерна) дает возможность устранить некоторые погрешности измерения влажности простыми методическими прийомами. Пробу зерна отбирают в специальный мешочек, который идет в комплекте с влагомером. Это устраняет возможность попадания в пробу примесей земли, поверхностной влаги и т.п. Мешочек с отобранной пробой необходимо зажать в кулак на 3-5 минут для того, чтобы предать зерну необходимую температуру за счет температуры тела человека. Таким образом, в измерительную камеру прибора насыпают чистое и нагретое зерно.

Экономическая эффективность использования индикатора влажности зерна в хозяйстве может быть определена по формуле:

$$E = N \times Q \times \kappa_c \times Ц_з + a \times \Delta C \times N \times \times Ц_п + E - Ц_i,$$

где: N – количество выращенного зерна, т; Q – часть потерь зерна для данной технологии сбора при его оптимальной влажности; $к_с$ – коэффициент увеличения потерь зерна при отклонении влажности от оптимальной; $Ц_з$ – цена 1 т зерна, грн /т; а – количество топлива необходимого для высушивания 1т зерна на 1% влажности, кг/т; ΔС – количество процентов, на которое уменьшилась влажность зерна за счет сушки; $N_в$ – количество высушенного зерна, т; $Ц_т$ – цена 1 кг топлива, грн /кг; $Е_п$ – возможные потери зерна при продаже за счет неправильной оценки его влажности, грн; $Ц_и$ – цена индикатора, грн.

Рассчеты показывают, что затраты на приобретение индикатора влажности зерна могут окупиться, например, за счет своевременного сбора 500 т зерна пшеницы, по сравнению со сбором этого урожая с опозданием на два дня, за которые влажность зерна уменьшится с 20 до 15%.

ВЫВОДЫ

Создан эффективный прибор для оперативной оценки влажности зерна в условиях хозяйства на основе измерения диэлектрической проницаемости зерна.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Digvir S. Jayas, Noel D.G. 2003. Storage and dry in gofgrainin Canada: lowcostapproaches / FoodControl. – Vol. 14. – Issue 4. – 255–261.

2. M. Zielinska, S. Cenkowski. 2012. Superheated steam drying characteristic and moisture diffusivity of distillers'wet grains and condensed distillers'solubles / Journal of Food Engineering. – Vol. 109. – Is. 3. – 627–634.

3. Mironenko V.G., Lobodko M.M., Sergeev G.P. 2001. UnIfIkovaniy pervinniy vimIryuvalniy peretvoryuvach signalIv dlya sIlskogospodarskogo vikoristannya // PropozitsIya. — #2. – 100–101.

4. Mironenko V.G. 2005. Zasobi mehanIzatsIYi z kerovanoyu yakIstyu vikonannya tehnologIchnih protsesIv u roslinnitstvI // Nauk. VIsnik NAU #80. ch.2. – 162–168.

5. Sekanov Yu.P. Tamirov M.L. 1986. Avtomatizatsiya i pribornoe osnaschenie tehnologicheskih protsessov v rastenievodstve // Obzor. inform. /VNIITEI agroprom. – M. – 61.

6. Goltyapin V.Ya. 1990. Sovremennoe sostoyanie elektronizatsii selskohozyaystve-nnyih agregatov zarubezhnyih firm // Obzor inform. / Informagroteh. – M. – 60.

7. Nosov G.R., Kondratets V.A. 1984. i dr. Avtomatika i avtomatizatsiya mobilnyih selskohozyaystvennyih mashin. – K. – Vischa shkola. – 248.

8. Gelfenbeyn S.P., Volchanov V.L. 1986. Elektornika i avtomatika v mobilnih selhozmashinah. – M.: Agropromizdat. – 45.

9. Ekspress – informatsiya. 1989. Ekonomicheskie aspektyi i tendentsii primeneniya sredstv avtomaticheskogo kontrolya i upravleniya na traktornoy i selskohozyaystvennoy tehnike zarubezhnyih stran / pod red.. T.F. Trusova TsNIITEI avtoselhozmashin. – 12.

10. Girutskiy I.I. 2007. Vnedrenie iformatsionno-upravlyaemyih sistem v selskohozyaystvenoe proizvodstvo. Traktoryi i selhozmashinyi – # 2. – 52–53.

11. Novikov G.V. 2007. Effektivnost primeneniya avtomatizatsii v selhoztehnike. Zh.Traktoryi i selhozmashinyi. – #11. – 20–24.

12. Grain Moisture Tester 2002. // InformatsIyniy listok fIrmi «Dickey - john», SShA. – 4.
13. Vlagomer 1987. kormovyih materialov elektronno-tsifrovoy «Elektronika VLK-01» - pasport, SSSR. – M. – 14.
14. Indikator 1994. vlazhnosti tsifrovoy «IVTs-2» // InformatsIyniy listok privatnogo virobnicho-komertsIynogo pIdprpriEmstva «Avtoviksan», UkraYina. – 2.
15. Spravochnik 1988. po kachestvu zerna / G.P. Zhemela, L.P. Kuchumova, Z.F. Anikanova i dr. // Pod red. G.P. Zhemelyi. – K.: Urozhay. – 213.
16. Tyutyunnik N.V. 2000. PristrIy dlya ekspresnoyi otsInki vologostI zerna // MehanIzatsIya sIlskogospodarskogo virobnitstva. – K.: NAU, – T.6. – 186–191.
17. Magdalena Zielinska, Stefan Cenkowski. 2012. Superheated steam drying characteristic and moisture diffusivity of distillers' wet grains and condensed distillers' solubles / Journal of Food Engineering, Vol. 109, Is. 3, 627-634.
18. Andrea N. Calzetta Resio, Roberto J. Aguerre, Constantino Suarez 2004. Drying characteristics of amaranth grain / Journal of Food Engineering, Vol. 65, Is. 2, 197-203.
19. Zhongwei Tang, Stefan Cenkowski, Marta Izydorczyk. 2005. Thin-layer drying of spent grains in superheated steam / Journal of Food Engineering, Vol. 67, Is. 4, 457-465.
20. Romasevych Ju.O. 2012. Realyzacyja optymaljnogho upravlenyja dvyzhenyem dynamycheskykh system s yspoljzovanyem PD-y PYD-reghulyrovanyja / Romasevych Ju.O. // Motrol. – T. 12 B. – Lublin. – 176–182.
21. Brovarets O.O. 2011. Analiz struktury zburiuiuchykh nerivnostei ahrofoniv // Motrol. - Lublin, Tom 13 B. 161–166.
22. Yoshio Nishiyama, Wei Cao, Baoming Li. 2006. Grain intermittent drying characteristics analyzed by a simplified model / Journal of Food Engineering, Vol. 76, Is. 3, 272-279.

EVALUATION OF GRAIN MOISTURE IN ENTERPRISE

Summary. The paper describes a device for express evaluation of grain moisture. Presents: its general form, a graph of the dielectric permittivity of grain on changes in its humidity and calculation of economic efficiency. The differences in the density of grains of different cultures affect the accuracy of humidity measurement electric meter. To compensate for the effect of the density of materials used normalization sample mass (stand-alone or mounted in a device weighing device) and a method of falling asleep in the unit and seal the sample into the meter. Calculations show that the costs for the purchase of grain moisture indicator can be paid, for example, due to the timely collection of 500 tonnes of wheat, compared with the collection of the harvest with a delay of two days, for which the grain moisture is reduced from 20 to 15%.

Key words: grain moisture, electrical moisture meters, dielectric characteristics, sensor, economic efficiency.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВОССТАНОВЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ МАШИН ДЛЯ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИХ РАБОТ

Людмила Титова, Иван Роговский

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: titovall@ukr.net

Lyudmila Titova, Iwan Rohovsky

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: titovall@ukr.net

Аннотация. Исследованы оптимальная периодичность и объем работ планирования технического обслуживания машин для лесотехнических работ. Анализ существующих методов определения оптимальных сроков проведения технического обслуживания. При эксплуатации машин для лесотехнических работ необходимо обеспечения высокой вероятности безотказной работы при их минимальном простое. В таких условиях стоимостные критерии или частичные показатели вероятности безотказной работы, коэффициента технического использования, коэффициента готовности взятые в отдельности не могут быть приняты в качестве критерия при определении оптимальности системы обеспечения работоспособности. Поэтому в качестве показателя эффективности использования машины нужно принимать комплексный показатель, который количественно оценивается произведением вероятности безотказной работы на коэффициент технического использования.

Ключевые слова: периодичность, работоспособность, машина для лесотехнических работ, критерий оптимальности, эксплуатация.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Совершенствование системы восстановления работоспособности для лесотехнических работ (далее – машин) включает задачи оптимизации принципов организации, методов и форм проведения технического обслуживания. К таким задачам относятся также задачи оптимизации проверки или контроля работоспособного состояния, поиска отказав элементов; оптимизации периодичности и объема технического обслуживания; комплексной оптимизации технического обслуживания и другие.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Установление оптимальной периодичности и объема работ составляют основу планирования технического обслуживания машин [1, 2]. Анализ существующих методов определения оптимальных сроков проведения технического обслуживания показывает, что они базируются на нескольких принципиально разных подходах [3, 4]. Рассмотрим некоторые методические подходы к решению этой сложной технической задачи.

Периодичность выполнения отдельных работ по техническому обслуживанию за профессора Д.П. Волковым может быть определена следующими методами: по аналогии; с использованием технико-экономических расчетов; за изменением внешнего вида узла, механизма, соединения (периодичность операций мытья, замены масел и др.); по допустимым значением и закономерностью изменения параметра, характеризующего техническое состояние (для узлов и агрегатов, подлежащих регулировочным, очищающим и некоторым смазочным работам) [5, 6].

Согласно последней метода для

определения периодичности определенных работ технического обслуживания необходимо установить закон распределения плотности времени τ достижения предельно допустимого значения параметра $П_{ГР}$ (рис. 1). Зная числовые характеристики данного распределения, можно найти исходные значения времени, для случая нормального распределения часто принимается меньше среднего значения на среднее отклонение [7]. Очевидные недостатки определения оптимальной периодичности данным методом в том, что он не оптимизационного характера.

Заслуживает внимания методика профессора А.С. Проникова, согласно которой оптимальный период должен обеспечить, при прочих равных условиях, минимальное значение относительных потерь z за счет рационального соотношения между объемами работ при периодических ремонтах и межремонтному обслуживании. При формировании структуры ремонтного цикла объединяются группы деталей с кратной долговечностью, а для уменьшения числа видов ремонта объединяются определенные группы [8].

Авторы данной статьи предлагают установить зависимость суммарных относительных ремонтных затрат при межремонтному обслуживании Zм и при периодических ремонтах Zn от межремонтного периода *TO*, для чего сначала подсчитывает суммарные относительные затраты:

$$z = \frac{\tau_1}{T_ф}\left[\begin{array}{l}\left(\frac{\tau_м}{\tau_1} + 1{,}5 - \beta \ln T_ф\right) + \\ + \beta \ln T_o - 1{,}67\frac{T_o}{T_{max}} + \\ + 0.167\frac{T_{max}}{T_o}\end{array}\right], \qquad (1)$$

где: τ_1 – трудоемкость ремонта первого вида (группы деталей), $T_ф$ – фактический межремонтный период, используемый при эксплуатации, τ_M – существующая трудоемкость межремонтного обслуживания за период $T_ф$, β – коэффициент увеличения трудоемкости ремонта деталей при межремонтном обслуживании за счет увеличения сборочных работ.

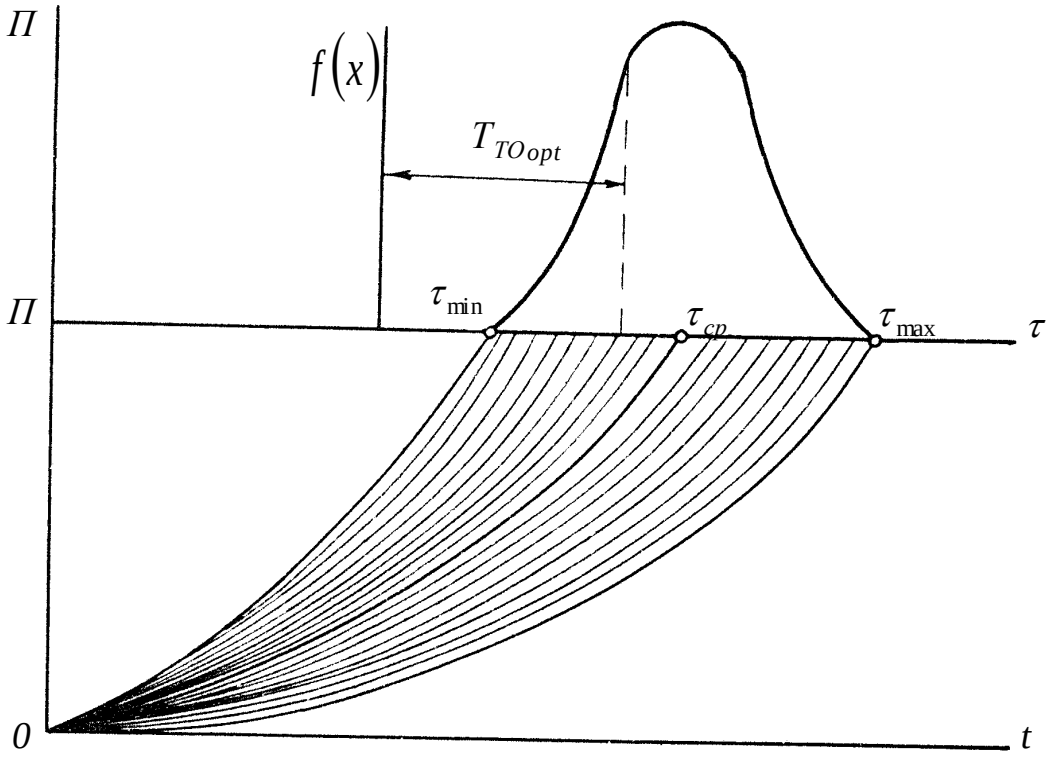


Рис. 1. Схема определения времени периодичности технического обслуживания
Fig. 1. Scheme determine when maintenance intervals

Из выражения (1) следует, что для каждого случая существует значение межремонтного периода, которое обеспечивает минимум ремонтных расходов. Поэтому исследовав на экстремум, получено выражение для оптимального межремонтного периода:

$$T_{opt} = \frac{1.8}{\kappa}\left(\frac{\tau_\kappa}{\tau_1}\right)\left(\beta - \sqrt{\beta^2 - 1}\right)\cdot T_\phi, \quad (2)$$

где: κ – количество ремонтов в цикле, τ_K – суммарная трудоемкость ремонта машины при одновременном ремонте всех групп деталей (трудоемкость капитального ремонта).

Но, так как изменение фактического значения T_ϕ связана только с затратами на ремонт и не накладывается дополнительных ограничений на продолжительность работы, то данный подход к определению оптимального межремонтного периода не может быть использован для машин [9].

Профессор Ульман И.Е., при решении задач обоснования методов и организационных форм технического обслуживания, исходит из условия минимума затрат на проведение работ при ограничены времени пребывания машин в неработоспособном состоянии, которая выражается функцией вида:

$$\sum_{i=1}^{n} C_i = \sum_{i=1}^{n} C_{OБ_i} + \sum_{i=1}^{n} T_{ПР_i} C_{ПР} \to \min,$$
$$\text{при } K_{TB} \to \max, \quad (3)$$

где: C_i – убытки от простоя *i*-й машины из–за несвоевременного устранения неисправности, $C_{OБ_i}$ – расходы на обслуживание *i*-й машины, $T_{ПР_i}$ – суммарное время простоя *i*-й машины за технических неисправностей ее элементов межремонтный ресурс, $C_{ПР}$ – стоимость одного часа простоя машины, K_{TB} – коэффициент технического использования, который определяется по совокупности *N* машин за определенный период.

На длительность пребывания машин в неработоспособном состоянии и расходы на обслуживание и ремонт влияет принята система обеспечения их работоспособными и ресурсными обменными элементами и материалами, которая включает номенклатуру, количество, размещение при хранении, периодичность и порядок пополнения последних [10, 11].

В работе Ульмана И.Е. разработана методика определения оптимальной периодичности технического обслуживания машин по критерию минимума суммарных удельных затрат:

$$C\left(t_i^{TO}\right) = C_O\left(t_i^{TO}\right) + C_{ПР}\left(t_i^{TO}\right) \to \min \quad (4)$$

где: $C_O\left(t_i^{TO}\right)$ – удельные затраты на техническое обслуживание и устранение отказов, $C_{ПР}\left(t_i^{TO}\right)$ – удельные потери от простоя машины.

Оптимальная периодичность технического обслуживания определяется по данным расчета, выполненного для различных значений периодичности (рис. 2), но она связана только с затратами и не учитывает фактического изменения технического состояния машин [12].

Оптимальная [12-20] периодичность технического обслуживания и ремонта машин, согласно методу, определяется из условия наибольшей их производительности. Объем выполненной работы за определенный календарный период, при этом, определяется как:

$$V = Q_T t_p = Q_T t_к K_T K_Г \cdot \cdot\left(K_{ОРГ} + K_{ОБС} - 1\right), \quad (5)$$

где: Q_T – техническая производительность машины, K_T – коэффициент технологических потерь, $K_T = tp/(tp + tm)$, $K_Г$ – коэффициент готовности, $K_Г = (tp + t_T)/(tp + t_T + t_B)$, $K_{ОРГ}$ – коэффициент потерь по организационным причинам, $K_{ОРГ} = (t_k - t_{ОРГ})/t_k)$, $K_{ОБС}$ – коэффициент обслуживания, $K_{ОБС} = (t_k - t_{ОБС})/t_k$, tp, t_k, t_T, t_B, $t_{ОРГ}$, $t_{ОБС}$, – соответственно время продуктивной работы, время работы без потерь, время работы вхолостую или передвижения машины, время восстановления (устранение отказов), время простоев по организационным причинам и неблагоприятные погодные условия, время технического обслуживания.

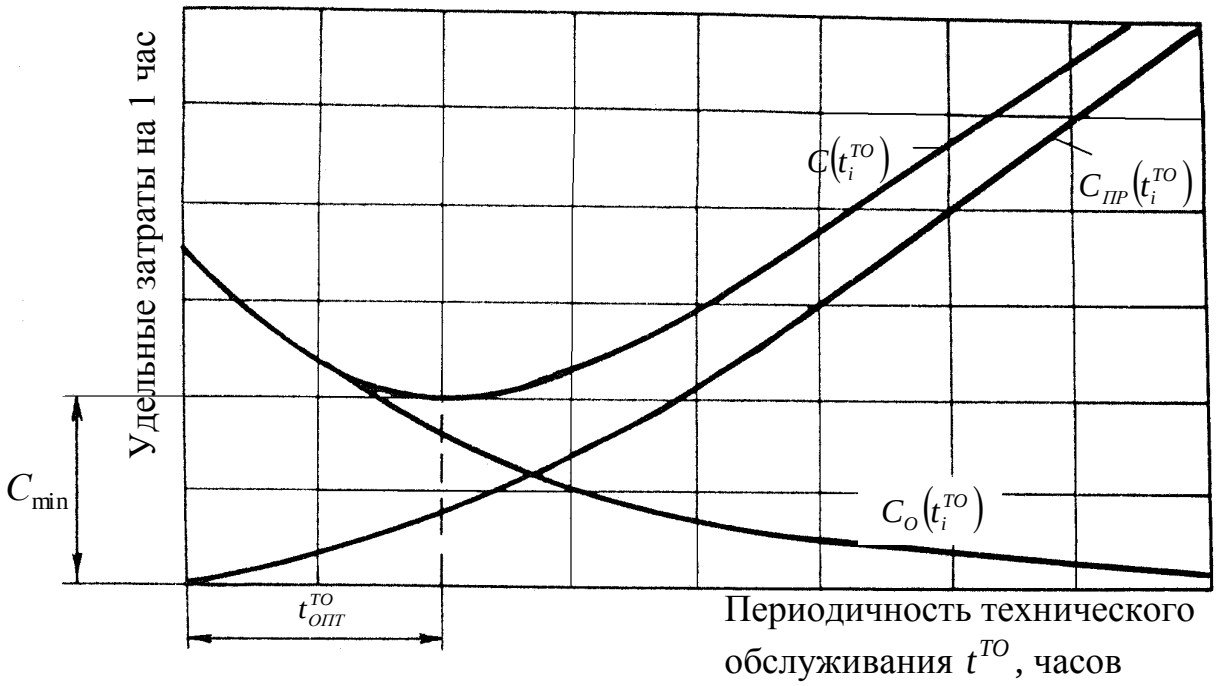


Рис. 2. Определение оптимальной периодичности технического обслуживания машин
Fig. 2. Determination of the optimal frequency of maintenance machines

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Исследовать оптимальную периодичность и объем работ планирования технического обслуживания машин для лесотехнических работ.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Исследовав на экстремум выражение (5), получено уравнение:

$$\begin{matrix} f(K_{ОБС})+ f'(K_{ОБС}) \\ (K_{ОРГ} + K_{ОБС} -1) = 0 \end{matrix}, \quad (6)$$

с которого можно определить оптимальное $K_{ОБС}$:

$$K_{ОБС_{opt}} = \frac{a + b(1 - K_{ОРГ})}{2b}, \quad (7)$$

где: a, b – коэффициенты.

Профессор С.А. Иофинов обосновал периодичность технического обслуживания по производительности машины, которая уменьшается по мере уменьшения мощности двигателя в результате срабатывания, розрегулировок и старения [9]. А зависимость средней эффективной мощности двигателя N_{ecp} от периодичности технического обслуживания *x* имеет вид:

$$N_{ecp} = N_{eн} - \frac{\Delta N_e}{2} = N_{eн} - \frac{x}{2} tg\alpha,$$

где: $N_{eн}$ – эффективная номинальная мощность, α – угол наклона прямой $N_e = f(x)$ к оси абсцисс.

После проведения технического обслуживания мощность двигателя восстанавливается, но в процессе дальнейшей эксплуатации машины снова снижается (рис. 3а). Повышение средней мощности путем уменьшения *x* увеличивает сезонный наработка или производительность машины *Wcез*, а снижение степени использования времени τ путем увеличения затрат времени на техническое обслуживание [τ_x= *F*(X)] снижает сезонную производительность машины *Wcез* (рис. 3б).

Сезонная производительность агрегата в функции эффективной мощности тракторного двигателя можно представить следующим образом:

$$W_{сез} = W_{сут} Д_р = W_{см} \alpha_{см} Д_р = A N_{ecp} T_{сут} \tau Д_р,$$

где: $W_{сут}$, $W_{см}$ – наработка агрегата в сутки и смену соответственно, $Д_р$ – число рабочих дней за сезон, $\alpha_{см}$ – коэффициент сменности,

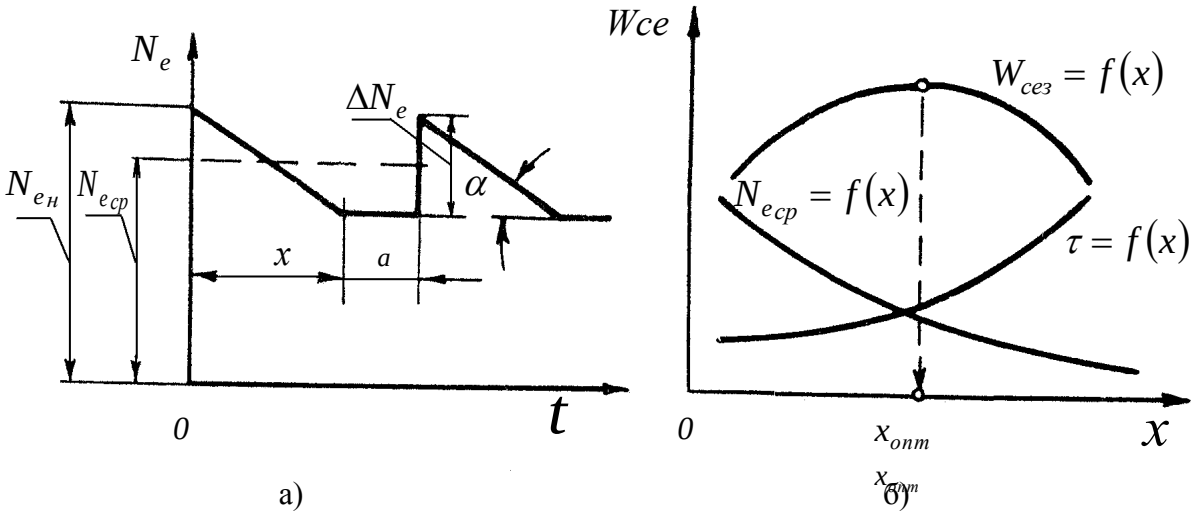


Рис. 3. Изменение мощности *Ne* (а) и производительности *Wcez* (б) машины от срока его работы *t* и периодичности технического обслуживания *x*

Fig. 3. Change power Ne (a) and performance *Wcez* (b) of the machine from the period of his work t and the frequency of maintenance x

A – коэффициент, учитывающий конструктивные особенности агрегата и степень использования тягового усилия трактора, $T_{сут}$ – общая продолжительность рабочего дня за сутки, τ – общий коэффициент использования времени, определяемый как:

$$\tau = \tau' \tau_x = \tau'(1 - \frac{t_{TO}}{x}),$$

здесь τ', τ_x – коэффициенты использования времени смены без учета и с учетом затрат времени t_{TO} на периодическое техническое обслуживание.

Тогда формула для определения производительности агрегата за период x:

$$W_{сез} = B(N_{e_н} - \frac{x}{2} tg\alpha)(1 - \frac{t_{TO}}{x}), \qquad (8)$$

где: коэффициент $B = AT_{доб}\tau' Д_р$.

Исследовав выражение (8) на экстремум профессор А.Б. Коганов получил значение оптимальной периодичности $x_{опт}$, принимая во внимание только положительные значения величины:

$$x_{опт} = \sqrt{\frac{2N_{e_н} t_{TO}}{tg\alpha}} = \sqrt{\frac{2t_{TO}}{\frac{tg\alpha}{N_{e_н}}}}. \qquad (9)$$

Выражение (9) показывает, что подкоренной выражение, определяет $x_{опт}$, прямо пропорционален затратам времени на техническое обслуживание t_{TO} и обратно пропорционален относительной скорости падения мощности двигателя.

Аналогичным образом можно определить оптимальную периодичность технических обслуживаний по критерию минимума прямых или приведенных затрат и других показателей [10]. Но существенным недостатком данного метода по методу является то, что в качестве критерия оптимальности и выходных зависимостей принимаются средние значения величин без учета их вероятностного характера, который есть в действительности. Эти методы не позволяют строить гибкие ремонтные циклы с различными видами групповой профилактики и эффективны лишь для крупномасштабного прогнозирования и планирования потребности в ремонтных действиях при установленной системе обслуживания и ремонта [11].

Техническую готовность оценивают коэффициентом технического использования:

$$K_T = t_{сум} / (t_{сум} + t_{рем} + t_{обс}),$$

где: $t_{сум}$, $t_{рем}$, $t_{обс}$ – соответственно суммарная наработка, время восстановления работоспособности и время на проведение технических обслуживаний за определенный период.

$$t_{сум} = Tm,\ t_{рем} = T_в m,\quad t_{обс} = T_п m_п,$$

где: T, $T_в$, T_n – средние значения наработки на отказ, времени восстановления работоспособности, времени одного обслуживания соответственно, m, m_n – количество отказов и частота проведения обслуживания.

Вероятность безотказной работы, в большинстве случаев, имеет следующий вид:

$$P(t) = \exp -(t/a)^b,$$

где: a, b – коэффициенты для распределения Вейбулла.

Тогда, вероятность того, что до начала работы оборудования будет находиться в исправном состоянии в течение расчетного периода времени t, равного времени между техническим обслуживанием T_n' (вероятность эффективного использования $P_{e.в}$):

$$P_{e.в} = K_T P(t) = \frac{exp-(T_n'/a)^b}{1+B+K_{TO}m_n/m}, \quad (10)$$

где: $B = T_B/T$ – коэффициент восстанавливаемости, $K_{TO} = Tn/\text{Т}$ – коэффициент технического обслуживания.

Приняв во внимание, что время между обслуживаниями $T_n^{'}=m(T+T_в)/m_n$, наработка на отказ $T=aK_b$, коэффициент готовности $K_Г=T/(T+T_в)=1/(1+B)$, получено выражение:

$$P_{e.в} = \frac{1}{1/K_Г + K_{TO}m_n/m} exp - \left(mK_b \Big/ m_n K_Г\right)^b. \quad (11)$$

Исследуя выражение (11) на экстремум, автором получены выражения для расчета оптимальной частоты проведения технического обслуживания за расчетный период эксплуатации и оптимального времени между техническими обслуживаниями:

$$m_{n\ opt} = m\frac{K_b}{K_Г}\sqrt{b/(b+1)},\ T_{n\ opt} = \frac{T}{K_b\sqrt[b]{b/(b+1)}}.$$

С точки зрения управления техническим состоянием, надежностью машин описаны методики имеют пассивный характер, так как определяют лишь правило остановки эксплуатации, но не влияют на формирование эксплуатационной надежности до остановки [12].

Значительный интерес представляет метод профессора Б.С. Иванова, по которому техническое состояние машины в процессе эксплуатации изменяется под действием следующих факторов:

– действие факторов, ухудшающих техническое состояние, можно представить функцией $y = \varphi\ (S, Z, D, M)$, где S – старение, Z – износ, D – деформация, M – прочность,

– действие факторов, восстанавливают техническое состояние, можно представить функцией $z = \varphi\ (V, K, O, Y)$, где V – стоимость обслуживания, K – контроль и проверка; O – обслуживание, Y – восстановление и устранение неисправностей.

Поэтому было предложено использовать при оптимизации периодичности технического обслуживания зависимость изменения технического состояния x за время t:

$$\frac{dx}{dt} = Q(x, y, z, t).$$

Изменение технического состояния машины под действием эксплуатационных факторов определяется совокупностью появления внезапных и постепенных отказов. Для характеристики их влияния используют функцию вероятности безотказной работы:

$$F(t) = 1 - [1 - F_1(t)][1 - F_2(t)],$$

где: $F_1(t)$ и $F_2(t)$ – вероятности безотказной работы при постепенных и внезапных отказах.

На основе статистики отказов можно установить закономерность изменения вероятности безотказной работы данного типа машин, например как на рис. 4.

Расчет восстановления от фактического уровня технического состояния перед обслуживанием отображает условия эксплуатации:

$$\Delta F_{Bi} = (1 - F_i)\cdot P,$$

где: F_i – техническое состояние перед очередным обслуживанием с учетом предыдущего обслуживания:

$$F_i = F_{i-1}'\left\{1 - \left[\sum_{\kappa=2}^{\infty}\frac{(\omega\cdot t)^\kappa}{\kappa!}e^{-\omega\cdot t}\right]\left(1 - e^{-\lambda\cdot t}\right)\right\},$$

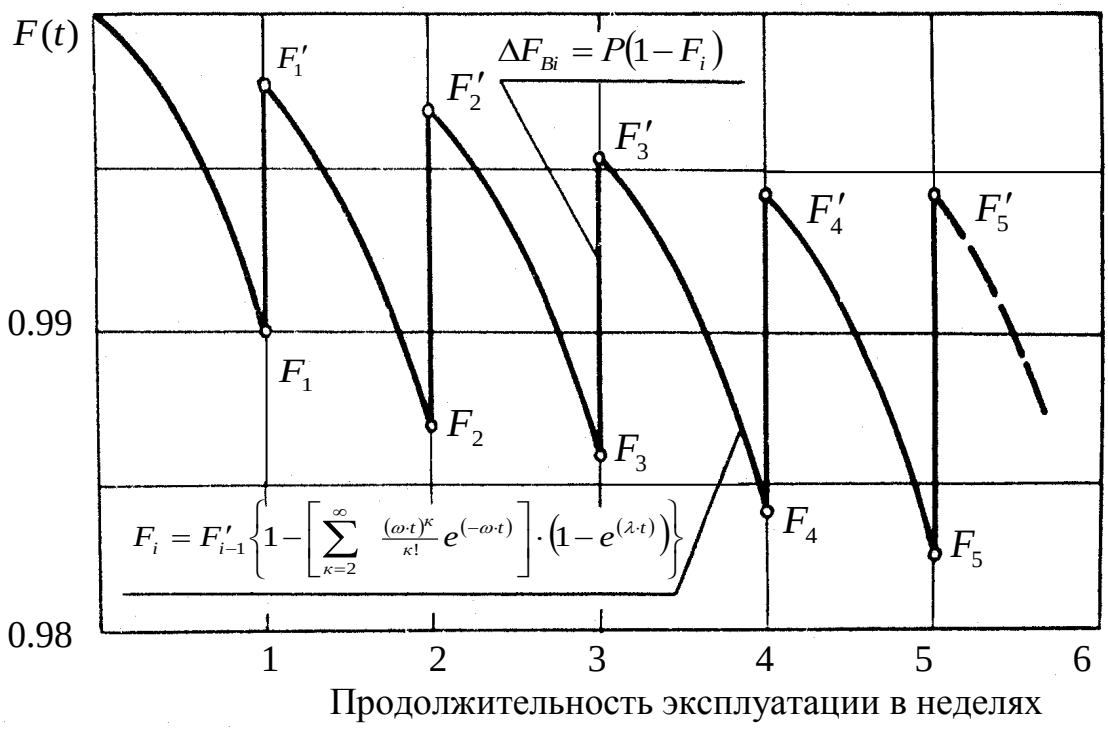


Рис. 4. Модель изменения технического состояния машин
Fig. 4. The model change of technical condition of machine

где F'_{i-1} – техническое состояние в начале периода; выражение в фигурных скобках есть функция изменения технического состояния за межремонтный период, P – вероятность нахождения и устранения неисправности при обслуживании.

В работах профессора Новикова С.Н. основной информацией при обоснованные параметров ремонтного цикла являются характеристики надежности агрегатов и узлов и капитальный ремонт машины назначается тогда, когда один из агрегатов достиг предельного состояния, а остаточный ресурс r меньше нормируемого (оптимизированной) величины:

$$r = \sum_{i=1}^{n} \frac{E_i}{T_i} \gamma_i \,, \qquad (12)$$

где: E_i – остаточный ресурс агрегата, γ_i – коэффициент его весомости, который определяется отношением стоимости капитального ремонта агрегата в стоимости капитального ремонта машины, T_i – средний доремонтного ресурс.

Такое решение вопроса позволяет установить момент остановки эксплуатации машины с учетом фактического остаточного технического ресурса агрегатов, а не накопленных расходов [13]. Но данный метод является недостаточно эффективным, поскольку агрегат при этом выступает неделимым объектом, и решения, принимаемые для машины в целом никак не влияют на формирование эксплуатационной надежности агрегатов остановки их эксплуатации. Поэтому эти решения имеют ограниченную эффективность.

В некоторых работах в качестве критерия остановки эксплуатации машин используются прямые или побочные показатели, учитывающие нужный уровень надежности (вероятность безотказной работы). Так, по мнению профессора Ю.Г. Кулика критериям оптимальности периодичности технического обслуживания отдельных агрегатов и узлов могут быть приняты следующие:

– при достижении необходимой надежности работы в межремонтный период при минимальных затратах на техническое обслуживание и устранение отказов,

– условия закономерности развития отказов агрегатов.

В первом случае рассматривается

решение, при котором оптимальная периодичность обслуживания и ремонта агрегатов лесотехнических машин определяется из условия достижения максимального значения отношения:

$$П = max\left[\frac{P(t)_{мп}}{T_{TO}}\right], \qquad (13)$$

где: $P(t)_{мп}$ – необходимое надежность агрегата в межремонтный период, T_{TO} – издержки на выполнение технического обслуживания и устранения отказов.

Максимальное значение отношения $П$ определяется при заданном уровне надежности $P(t)_{мп}$ и минимизированных затратах $T_{TO}=min$, или при заданном уровне затрат T_{TO} и распахнутое уровне надежности $P(t)_{мп}=max$. Очевидно, что $P(t)_{мп}$ определяется с учетом параметра потока отказов. Значение максимума $П$ можно получить построением графика $П=f(x)$ в соответствующем диапазоне значений x (рис. 5), или приравняв $к$ нулю производную развернутого выражения для $П$, имеет такой вид:

$$П = \frac{exp(-\lambda\omega\ x)}{T_y\lambda\omega\ x + T_n\frac{\tau_n}{x}}, \qquad (14)$$

где: λ – интенсивность потока отказов агрегата (узла), ω – средняя частота отказов в период между техническим обслуживанием, x – периодичность технического обслуживания, варьирует как непрерывная величина в пределах возможных минимальных и максимальных значений, T_y, T_n – затраты на устранение отказов и на выполнение периодических обслуживаний, τ_n – действующая периодичность технического обслуживания (до оптимизации).

При оптимизации периодичности технического обслуживания по условиям закономерности развития отказов находят максимум вероятности совместной события: неисправности P_H(t) и неявки отказа $P_{н.в}$(t). При этом считают, что устранением неисправностей в установленный срок предотвращается возникновение отказов. Как видно из рис. 6 (а), с начала эксплуатации $t_0=0$ начинает развиваться неисправность появляется в случайный момент времени t_1. С данного момента начинается вторая стадия развития отказа, которая продолжается до случайного момента времени t_2.

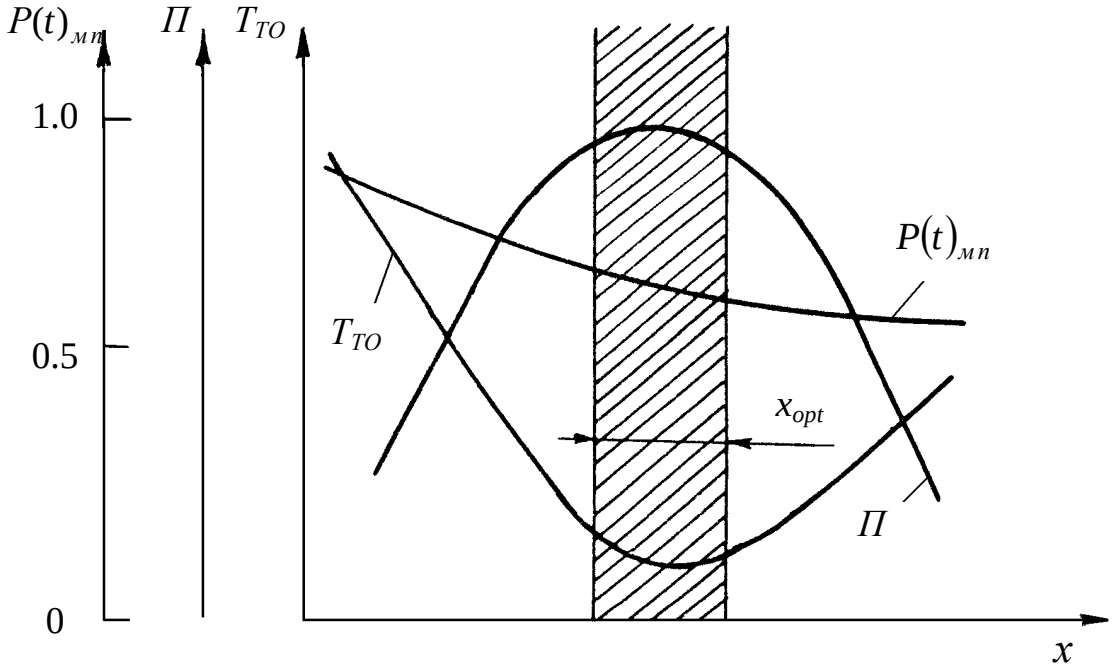
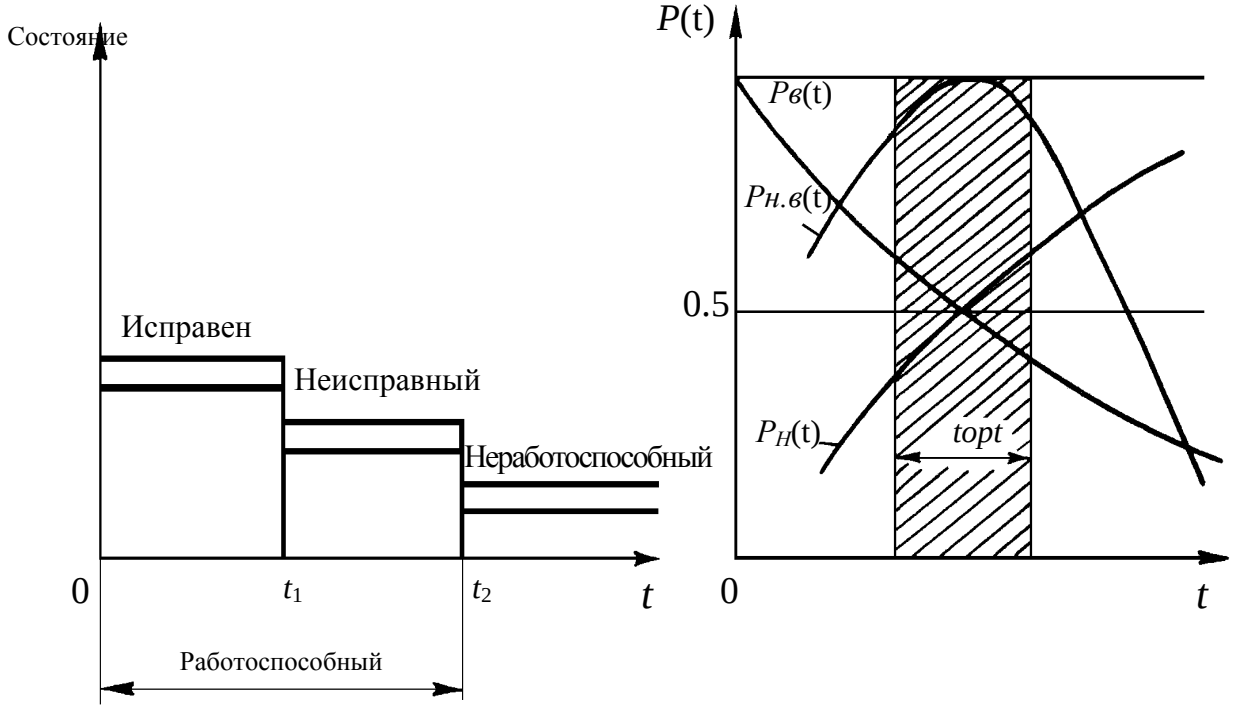


Рис. 5. График нахождения оптимального значения периодичности технического обслуживания и ремонта

Fig. 5. Graf of finding the optimal value of frequency of maintenance and repair



а) *б)*

Рис. 6. Схема процесса развития отказа (а) и график зависимости параметров вероятности от времени (б)

Fig. 6. The process scheme of the fault (a) and a graph of the probability of the parameters of the time (b)

Отказ элемента возникает в момент времени $t_в = t_1 + t_2$. Между тем неисправности и отказом существует вероятностная или функциональная зависимость. Элемент вероятности совместной события неисправности и не появления отказа выражается как произведение двух составляющих:

– вероятности того, что от момента времени t к проведению технического обслуживания t_{TO} в агрегате возникнет отказа,

– вероятности возникновения неисправности за малый промежуток времени перед началом проведения технического обслуживания, то есть:

$$dP_{н.в}(t) = \left[1 - P_2(t_{TO} - t)\right]P_1(t)dt. \quad (15)$$

Просуммировав данное выражение в интервале от нуля до t_{TO} и в случае, если при возникновении неисправностей t_1 и отказов t_2 имеет экспоненциальный закон распределения, то вероятность совместной события принимает вид:

$$P_{н.в}(t) = \int_0^{t_{TO}} exp\left[-\lambda_2(t_{TO} - t)\right] \lambda_1 exp(-\lambda_1 t)dt, \quad (16)$$

характер изменения которой изображен на графике (рис. 6,б).

Отсюда можно получить выражение для оптимального срока технического обслуживания агрегата (узла) – наименьший корень выражения:

$$\frac{dP_{н.в}(t_{TO})}{dt_{TO}} = 0. \quad (17)$$

Методики профессора Ю.Г. Кулика для определения периодичности технических обслуживаний эффективны для составных частей машины, которые нуждаются контрольно-смотровых, регулирующих вмешательств. Для других составляющих описаны методики недостаточно эффективны, так как оценивается уровень надежности с экономической точки зрения.

В приведенных решениях функция изменения параметра аппроксимируется зависимостью:

$$U(t)=Vt^{\alpha}+\Delta П, \qquad (18)$$

где: V – коэффициент, характеризующий скорость изменения параметра технического состояния, $\Delta П$ – показатель изменения параметра за период приработки, α – показатель, характеризующий динамику изменения параметра.

При решении задачи правил назначения ремонтно-обслуживающих работ оптимизируются допустимое отклонение параметра (*Do*) и периодичность контроля (*tм*) на основе исследования целевой функции минимума суммарных удельных затрат на эксплуатацию и ремонт:

$$G=\min_{\substack{0\langle D\langle 1\\ 0\langle t_м}}\left\{\begin{array}{l}\dfrac{AQ(D_o,t_м)}{T_o(D_o,t_м)}+\\ +\dfrac{C[1-Q(D_o,t_м)]}{T_o(D_o,t_м)}+\\ +\dfrac{BK(D_o,t_м)}{T_o(D_o,t_м)}\end{array}\right\}, \qquad (19)$$

где: *A, B, C* – средние затраты на устранение последствий отказов по параметру, предупредительное восстановления, диагностирования соответственно, *Q(Do, tм)* – вероятность отказа по параметру, *K(Do, tм)* – количество проверок составных частей за период эксплуатации при установленных *Do* и *tм*, *To(Do, tм)* – фактически используемый ресурс элемента с учетом предупредительных обновлений, *Do=D/Un* – допустимое отклонение параметра, нормированное в судьбах предельного отклонения *Un*.

Главная особенность указанного решения в том, что оно справедливо при рассмотрении элемента как независимого объекта технического обслуживания и ремонта. Структуру объекта, взаимное влияние выполняемых по одному элементу работ на такие же работы по другому элементу в таких решениях учесть не удается. Поэтому получаемые результаты обоснования *tм* и *D* достаточно эффективны для использования при техническом обслуживании, диагностике, в том числе для группировки этих операций, хотя не могут использоваться для оптимизации *tм* и *D* по параметров элементов с последовательным, зависимым доступом для контроля и ремонта. При усовершенствовании системы технического обслуживания и ремонта одним из важнейших этапов является анализ отказов, на предупреждение которых и нацелена она. В литературе по исследованию процессов нарушения работоспособности рассматриваются, как правило, стандартизированные состояния – работоспособный и нетрудоспособен, исправный и неисправный, предельный, а также события, характеризующие переход из одного состояния в другое – повреждение, отказ, исчерпания ресурса, восстановление, ремонт.

Выше рассматривались методы предупреждения постепенных отказов. Относительно внезапных отказов учеными рассматриваются следующие основные случаи:

- отказ, который проявляется как действительно внезапная в связи с действием случайных внешних факторов (например, превышение критической нагрузки). Предотвратить можно только конструктивными или эксплуатационными мерами (установка предохранительных средств, соблюдения правил эксплуатации),
- отказ, который по своей физической природе постепенной, но возникающая как внезапная в связи с тем, что постепенное изменение технического состояния не контролируется из-за определенных причин. Их называют условно-внезапными и перевод их в разряд постепенных возможно путем совершенствования системы технического обслуживания и ремонта на основе диагностирования,
- отказ, который является следствием прыжкового перехода составной части с исправного в неисправное, но работоспособное состояние и последующего перехода в неработоспособное состояние в результате постепенного развития повреждения. Предупреждать такие отказы можно, если изучены характерные места проявления предотказного состояния, существуют методы их выявления и обоснована периодичность контроля.

По предупреждению внезапных отказов, которым предшествуют предотказного состояния (повреждения), в работе профессора Л.П. Леонтьева рассматриваются

следующие подходы к профилактике в системах с накоплением нарушений, которые учитывают вероятность $Q_1(t)$ перехода за период t в состояние отказа, вероятность $P_1(t)$ исправного состояния при наличии нарушения и вероятность $[1–Q_1(t) – P_1(t)]$ исправного состояния без нарушений. Оптимизация режима профилактики для данных систем заключается в определенные такой периодичности и объема профилактики, при которых минимизируются удельные расходы. Особенность заключается в том, что при этом определяется множество элементов, в которых нужно искать нарушения, и каждой такой множестве соответствует определенный объем демонтажных и диагностических работ. Важной характеристикой при этом выступает вероятность наличия нарушения после окончания рабочего цикла при условии, что в течение данного цикла элемент не отказал. Исследование характеристик процесса накопления повреждений и перехода их в отказ – сложная задача.

Важнейшей характеристикой, отображает свойства машины как технической системы, динамика параметра потока отказов ω с ростом наработки и то, что для стареющих систем с растущим ω оптимальной является структура проверок технического состояния с уменьшенной периодичностью. Конечной целью формирования структуры и содержания цикла технического обслуживания и ремонта является объединение различных операций в определенные группы, которые становятся видами технического обслуживания и ремонта. Для решения данной задачи был предложен метод "стержневых работ", суть которого в том, что в отношении каждого вида технического обслуживания и ремонта выбирается основная работа, относительно которой определяется периодичность обслуживания и ремонта.

Результаты исследований профессора Н.С. Пасечникова показали эффективность метода "стержневых работ", который дает возможность при минимальных затратах времени на исследования подготовить ориентировочную базу для принятия основного решения о периодичности и структуру технического обслуживания и ремонта. Но решение не выходят за пределы определения локальных оптимумов и эффективные для плановых видов технического обслуживания и ремонта.

В работе профессора Е.С. Кузнецова наряду с методом группировки по опорным, стержневыми операциями рассматривается способ, основанный на определенные оптимальной периодичности технического обслуживания, соответствует минимуму затрат с учетом обслуживания всех элементов. Предложенное решение однозначно реализуется при группировке в один вид технического обслуживания, так как метод проектирования структуры цикла не дается. Для оптимизации ремонтного цикла рассматривается сложная техническая система с r типами деталей и Kj деталей *j–го* типа, для которых определяется оптимальная (при экономических последствиях отказа) и гарантированная (для деталей с "опасными отказами") продолжительность работы к плановому ремонту. При формировании групповых видов ремонта руководствуются общими правилами построения ремонтного цикла: *і–й* вид ремонта должен включать все виды *і–го* и должна обеспечиваться кратность периодичности. В качестве минимально возможной периодичности обслуживания ΔL_{min} принимается продолжительность непрерывной работы машины, а максимальной – маленький межремонтный пробег деталей, связанных с опасными последствиями отказов. Периодичность видов ремонта устанавливается кратной ΔL_{min}. Экономические последствия назначения того или иного межремонтного периода для конкретных деталей оценивается с помощью функционала, учитывающий затраты на ремонт и убытки от простоя на ремонтах. Оптимальная совокупность периодичности и видов ремонта должна обеспечивать минимальные удельные расходы. При группировке для каждой детали (работы) рассчитывают разницу между минимальными для данной детали удельными затратами при обслуживании с оптимальной периодичностью и этими же показателями при обслуживании с ближайшей периодичностью группового

вида ремонта. При этом деталь группируют с тем видом ремонта, по периодичности которого указана разница маленькая.

Данные принципы образуют жесткую систему и обеспечивают достаточно строгое решение при построении ремонтного цикла на основе удельных затрат, оцениваемых приведенным функционалом. Поэтому исследованию присущи такие принципиальные недостатки:

– рассматривается единая стратегия профилактики – регламентированная по наработке, которая существенно уступает по эффективности стратегии по состоянию,

– не учитывается совмещение разборочно-сборочных и регулировочных операций составных частей при групповой профилактике, и поэтому суммирование расходов по деталям для определения расходов за машиной при групповом ремонте неправомерно для всех агрегатов с постепенным доступом к составным частям. Другими словами, не учитывается структура объекта.

ВЫВОДЫ

1. При эксплуатации машин для лесотехнических работ необходимо обеспечения высокой вероятности безотказной работы при их минимальном простое.

2. В таких условиях стоимостные критерии или частичные показатели вероятности безотказной работы, коэффициента технического использования, коэффициента готовности взятые в отдельности не могут быть приняты в качестве критерия при определении оптимальности системы обеспечения работоспособности.

3. Поэтому в качестве показателя эффективности использования машины нужно принимать комплексный показатель, который количественно оценивается произведением вероятности безотказной работы на коэффициент технического использования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Aleksandrovskaya, L.H. 2001. Sovremennyie metodyi obespecheniya bezotkaznosti slozhnyih tehnicheskih sistem / L. H. Aleksandrovskaya, P. Afanasev, A. A. Lisov. – K.: Logos. – 208.

2. Baranov, A. I. 2002. Mashinyi i mehanizmyi dlya lesnogo hozyaystva / I. Baranov. – M.: Goslesbumizdat,– 380.

3. Byikov, V.V. 2004. Kontseptualnyie i tehnologicheskie osnovyi sistemyi tehnicheskogo servisa transportnyih i tehnologicheskih mashin lesnogo kompleksa / V. V. Byikov. – M.: MGUL,– 324.

4. Gutselyuk, N. A. 2006. Vyibor traktora dlya lesohozyaystvennyih rabot / N. A. Spiridonov, S. V. Gutselyuk. – SPb.: Profiks, – 136.

5. Kolodiy, P. V. 2009. Mehanizatsiya lesohozyaystvennyih rabot s osnovami teoreticheskoy mehaniki / P. V. Kolodiy, T. A. Kolodiy. – Gomel: GGU im. F. Skorinyi. – 339.

6. Kotikov, V. M. 2004. Lesozagotovitelnyie i trelYovochnyie mashinyi / V. M. Kotikov, S. N. Eremeev, A. V. Erhov; pod red. V. M. Kotikova. – M.: Izdatelskiy tsentr «Akademiya». – 336.

7. Melehov, I. S. 2003. Lesovodstvo / I. S. Melehov. – M.: MGUL, – 320.

8. Pavlov, A. I. 2004. Povyishenie nadezhnosti gidroprivodov lesnyih mashin / A. I. Pavlov. – Yoshkar-Ola: Nauka. – 238.

9. Poletaykin, V. F. 2007. Proektirovanie spetsialnyih lesnyih mashin / V. F. Poletaykin. – Voronezh: Nauka. – 280.

10. Poletaykin, V. F. 2007. Proektirovanie spetsialnyih lesnyih mashin / V. F. Poletaykin. – Krasnoyarsk: SGTU. – 280.

11. Shelgunov, Yu.V. 2012. Mashinyi i oborudovanie lesozagotovok, lesosplava i lesnogo hozyaystva / Yu. V. Shelgunov, G. M. Kutukov, G. P. Ilin. – M.: Lesnaya promyishlennost. – 520.

12. Titova, Lyidmyla. 2013. Effektivnost tehnicheskogo obsluzhivaniya lesnyih MES / Lyidmyla Titova, Ivan Rogovskiy // Motrol: Motorization and power industry in agriculture. – Tom 16,№3. – 303–310.

13. Novitskiy A.V. 2013. Metodichni pidhodi otsInki nadIynostI lyudini-operatora, yak skladovoyi sistem «lyudina – mashina – seredovische» / A.V. Novitskiy, Z.V. Ruzhilo, O.A. Novitska // Visnik HNTUSG Im. Petra

Vasilenka. – Harkiv, HNTUSG. – Vip. 133. – 243 – 248.
14. Ostreykovskiy V.A. 2003. Teoriya nadyozhnosti: uchebnoe posobie / V.A. Ostreykovskiy. – M.: Vyissh. shk. – 463.
15. Pozdnyakov V.D. 2006. Povyishenie nadezhnosti i effektivnosti funktsionirovaniya operatorov mehanizirovannyih protsessov zhivotnovodstva: avtoref. dis. na soiskanie nauchn. stepeni doktora tehn. nauk: 05.20.01/ Pozdnyakov Vasiliy Dmitrievich. – Orenburg. – 35.
16. Poshivalov V.P. 2010. Viznachennya kompleksnih pokaznikiv nadIynosti ergatichnih sistem / V.P. Poshivalov, Yu.F. Daniev, O.V. Poshivalova // Visnik Akademiyi mitnoyi sluzhbi UkraYini. Seriya: “Tehnichni nauki”. – # 1 (43). – 111 – 119.
17. Rogovskiy I.L. 2011. Vpliv pokaznikiv nadiynosti na perIodichnIst tehnichnogo obslugovuvannya silskogospodarskih mashin / I.L. Rogovskiy // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin. – Vol. 13B. – 92 – 97.
18. Rogovskiy I.L. 2013. Metodologiya tehnichnogo obslugovuvannya silskogospodarskih mashin / I.L. Rogovskiy, O.V. Dubrovina // Tehnika ta energetika APK: zbirnik naukovih prats NUBIPU. – K.: NUBIPU. – Vip. 185, ch. 2. – 372–379.
19. Ushakov I.A. 2008. Kurs teorii nadYozhnosti sistem: uchebnoe posobie dlya vuzov / I.A. Ushakov. – M.: Drofa. – 239.
20. Shtutman P.L. 2009. Teoretiko – metodichni zasadi rozrobki modeli kompetentsIy personalu / P.L. Shtutman // Zbirnik naukovih prats Kirovogradskogo natsIonalnogo tehnichnogo universitetu. seriya: ekonomichni nauki. – Kirovograd. – № 15. – 40 – 44.

IMPROVEMENT OF RENOVATION SYSTEM OF AVAILABILITY MACHINERY FOR FORESTRY WORK

Аннотация. We investigated the optimal frequency and scope of work planned maintenance of machines for forestry work. The analysis of existing methods for determining the optimal timing of maintenance. When using machines for forestry work is necessary to ensure a high probability of failure-free operation when the minimum idle time. In such circumstances, the cost criteria or partial performance of probability of failure-free operation, the coefficient of technical use, availability factor taken separately can not be accepted as a criterion in determining the optimum system to ensure efficiency. Therefore, as a measure of efficiency of the machine is necessary to take a comprehensive index which quantified the product of the probability of failure-free operation by a factor of technical use.

Key words: servicing interval, availability, machinery for forestry work, index of optimization, exploitation.

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ КОЛОНН КРУГОВОГО СЕЧЕНИЯ ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ИЗГИБЕ МЕТОДОМ КОРРЕЛЯЦИИ ЦИФРОВЫХ ИЗОБРАЖЕНИЙ

Алексей Давиденко, Александр Давиденко, Андрей Бамбура

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Alexey Davidenko, Alexander Davidenko, Andrey Bambura

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В статье приведены результаты экспериментальных исследований железобетонных колонн кругового сечения на поперечный изгиб и определены деформации колонны с использованием метода корреляции цифровых изображений. Современные нормативные документы рекомендуют выполнение расчетов прочности нормальных сечений указанных элементов на основе нелинейной деформационной модели. Метод основан на использовании нелинейных диаграмм деформирования материалов и линейного закона распределения деформаций бетона и арматуры по высоте сечения элемента. Исследования железобетонных колонн при поперечном изгибе, в условиях совместного действия поперечного изгиба и продольных сжимающих сил проводятся, в основном, на элементах прямоугольного сечения. Между тем, подобные исследования необходимы для колонн, имеющих круговое сечение (здания, расположенные в сейсмоопасных зонах, буронабивные сваи подпорных стен, противооползневых сооружений, фундаментов с глубокими технологическими тоннелями) воспринимающих значительное горизонтальное давление грунта.

Исследования процесса разрушения с использованием метода корреляции цифровых изображений показали необходимость применения деформационного подхода к определению усилий в продольных и поперечных стержнях арматуры, не достигающих предельных значений и оценки несущей способности наклонного сечения по соответствующей деформационной модели с определением деформаций в бетоне сжатой зоны.

Ключевые слова: железобетонная колонна, круговое сечение, поперечный изгиб, корреляции цифровых изображений.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Расчет прочности изгибаемых, внецентренно сжатых и внецентренно растянутых элементов кругового, кольцевого сечений выполняется с применением метода [1]. Расчетные формулы данного метода получены с учетом прямоугольных эпюр напряжений в бетоне и арматуре сжатой и растянутой зоны.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

С некоторыми упрощениями этот метод вошел в нормы проектирования [2]. Современные нормативные документы [3-7] рекомендуют выполнение расчетов прочности нормальных сечений указанных элементов на основе нелинейной деформационной модели. Метод основан на использовании нелинейных диаграмм деформирования материалов и линейного закона распределения деформаций бетона и арматуры по высоте сечения элемента. Исследования железобетонных колонн при поперечном изгибе, в условиях совместного действия поперечного изгиба и продольных

сжимающих сил проводятся, в основном, на элементах прямоугольного сечения.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Между тем, подобные исследования необходимы для колонн, имеющих круговое сечение (здания, расположенные в сейсмоопасных зонах, буронабивные сваи подпорных стен, противооползневых сооружений, фундаментов с глубокими технологическими тоннелями) воспринимающих значительное горизонтальное давление грунта.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Ниже приведены результаты экспериментальных исследований колонн кругового сечения ø 190 мм с продольным армированием в виде шести стержней арматуры Ø 10 А240С и поперечным спиральным армированием из арматурной проволоки Ø 4ВІ с шагом 100 мм. Для изготовления образцов использовали бетон класса С 25/30. Образцы для испытаний были разделены на три серии в зависимости от устанавливаемого пролета среза, равного диаметру колонны, 1,5 диаметра колонны, двум диаметрам колонны за вычетом защитного слоя бетона 30 мм. Длина образцов колонн составляла 1000 мм. Было испытано по три образца каждой серии, рис. 1.



Рис. 1. Колонна кругового сечения после проведения испытаний

Fig. 1. A column of circular section after carrying out tests

В качестве оборудования использовали испытательную машину Werkstoffprofmashinen L5IPZI6 с максимальным усилием 20 т. Для установки колонн в горизонтальное положение и возможности передачи поперечной нагрузки были изготовлены опоры из половин стальных труб по диаметру колонн.

Исследование деформаций бетона в зоне поперечного изгиба выполняли с помощью индикаторов часового типа с ценой деления 10^{-3} мм и нового метода корреляции цифровых изображений (КЦИ) [8-11] представленного в виде программного пакета. Программный пакет для метода КЦИ оснащался цифровой камерой Casio Exilim Pro EX-F1, съемка производилась с расстояния 1,5 м, при этом влиянием поперечного перемещения балки от/в направлении камеры можно было пренебречь. В основе метода КЦИ лежит сравнение двух участков изображения (рис. 2): базового и деформированного, а именно поиск положения участка базового изображения в деформированном изображении, основываясь на некоторой мере соответствия.



Рис. 2. Определение перемещения участка в деформированном изображении

Fig. 2. Definition of movement of site in deformed image

В качестве меры сравнения устанавливается некоторая скалярная величина, далее вычисляется локальный оптимум этой меры методами нелинейной оптимизации. Также, принимается во внимание и изменение формы самого участка – задается функция формы, как и в методе конечных элементов. В итоге, в результаты работы алгоритма получается множество перемещений данных подобластей. Это множество представляет собой поле перемещений базового

изображения. Из полученного поля перемещений дифференцированием с дальнейшим использованием тензора Лагранжа, определяется поле деформаций.

Перед испытаниями на поверхность бетона с помощью матовой черной краской наносили дискретные точки, как по сетке, так и случайным образом (рис. 3). Далее проводилось фотографирование недеформированного (базового) и последующих изображений (под нагрузкой) исследуемого участка колонны.

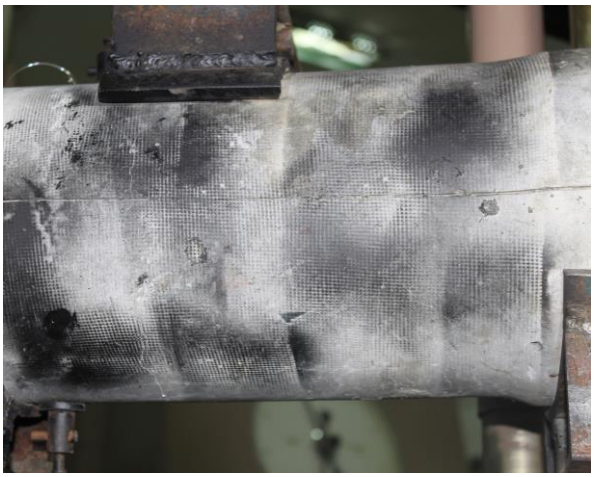


Рис. 3. Нанесение дискретных точек на поверхность бетона для оцифровки изображения и определения деформаций с помощью конечно-элементного анализа

Fig. 3. Drawing discrete points on a concrete surface for digitization of the image and definition of deformations by means of the final and element analysis

Последующая обработка данных с помощью специального программного комплекса позволила определять деформации бетона в процессе нагружения на каждой стадии деформирования, фиксировать образование и развитие трещин, практически получить полную кинематическую картину деформирования и разрушения элемента при поперечном изгибе. Последовательность методики: напыление матовой краски на поверхность бетона, установка светодиодных прожекторов (2 шт), фиксация каждого этапа нагружения с помощью фотокамеры, разбивка зоны исследований на конечные элементы, определение деформаций в каждом подэлементе изображения и визуализация деформаций.

Результаты испытаний показали, что первыми при поперечном изгибе появлялись нормальные трещины в растянутой зоне (рис. 4) в вместе приложения усилия при нагружении, примерно, 0,33 $P_{разр}$, и деформации в сжатой зоне $\varepsilon_в = 41x10^{-5} - 53x10^{-5}$. Образование наклонной трещины начиналось с отклонения нормальной трещины по направлению к месту приложения нагрузки и деформациях на сжатой фибре, превышающих $100x10^{-5}$. При этом процесс уменьшения высоты сжатой зоны происходит также как и в нормальном сечении. Далее, с достижением главными растягивающими напряжениями бетона в пролете среза предела прочности на растяжение, происходит образование наклонной трещины с ее началом с ее началом в растянутой зоне и окончанием в месте наименьшей высоты сжатой зоны.

.

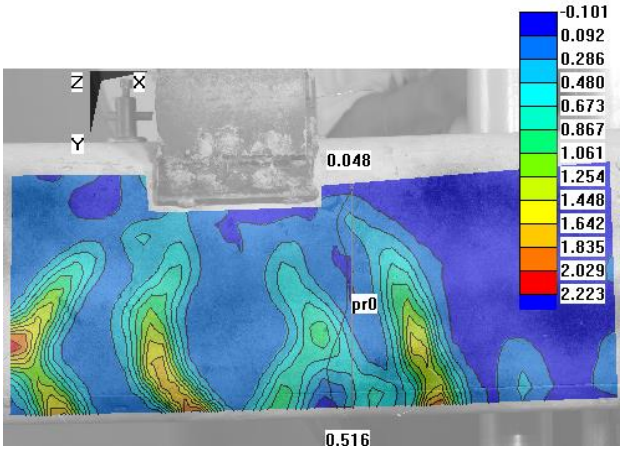


Рис. 4. Начало образования нормальных трещин при поперечном изгибе

Fig. 4. The beginning of formation of normal cracks at a cross bend

Полученное методом корреляции цифровых изображений распределение деформаций, зафиксированное перед моментом разрушения, позволило выявить причину образования наклонной трещины как результат локального достижения предела текучести в нижней продольной арматуре в одной из ранее образованных нормальных трещин, рис. 4. Далее с преобладающим ростом раскрытия одной из нормальных трещин происходит резкое уменьшение высоты сжатой зоны над этой

трещиной и перераспределение усилий в элементе с нижней продольной арматуры на вышерасположенные продольные стержни, а также поперечную арматуру. При достаточном поперечном армировании и соответствующем шаге начинается раскрытие наклонной трещины (или трещин). При отсутствии поперечной арматуры либо при достижении предела текучести в поперечных стержнях (их разрыве) происходит процесс разрушения по наклонному сечению, показанный на рис. 5.

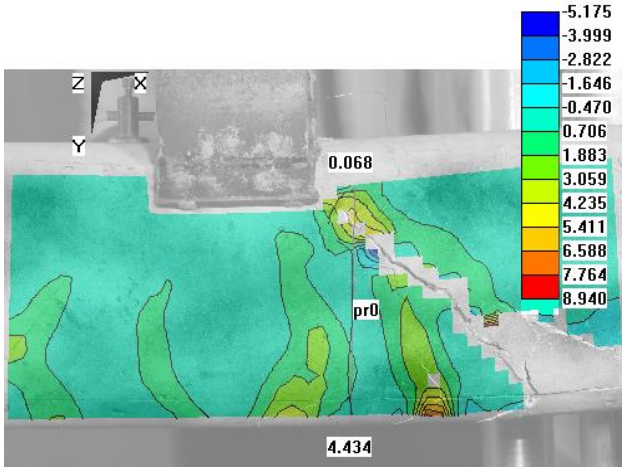


Рис. 5. Процесс разрушения колонны по наклонному сечению

Fig. 5. Process of destruction of a column on inclined section

Как следует из проведенных опытов, влияние спирального поперечного армирования увеличивает несущую способность круглых сечений до 43 %, рис. 6. Вместе с тем, количество продольной арматуры, расположенной в растянутой и сжатой зонах сечения также оказывает существенное влияние на предельную поперечную силу для элементов круглых сечений. Зависимость влияния процента армирования продольной арматуры на несущую способность по наклонному сечению для круглых элементов, диаметром 190 мм в сопоставлении с подобным влиянием на прямоугольные элементы, размером 100x180 мм, 100x200 мм по данным опытов [12] при пролете среза $2\ h_0\ (2\ Ø)$, приведена на рис. 7.

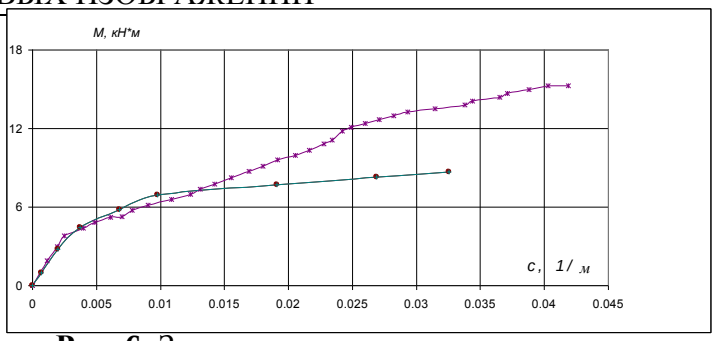
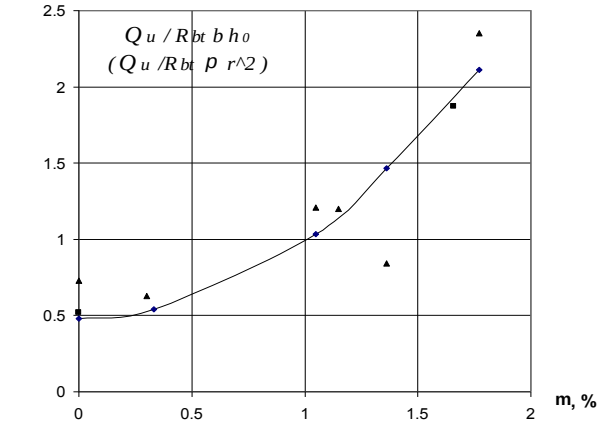


Рис. 6. Зависимости «момент - кривизна» для элементов кругового сечения с поперечной арматурой и без поперечной арматуры

Fig. 6. Dependences "the moment - curvature" for elements of circular section with cross fittings and without cross fittings



▲ - для элементов прямоугольного сечения,

■ - для элементов круглого сечения

Рис. 6. Экспериментальная зависимость влияния процента армирования продольной арматуры на несущую способности наклонного сечения при пролете среза $2\ h_0$

Fig. 6. Experimental dependence of influence of percent of reinforcing of longitudinal fittings on bearing abilities of inclined section at flight of a cut $2\ h_0$

В отношении нагельного эффекта продольной арматуры, особенно, при многорядном армировании, следует отметить, что данный эффект проявляется после достижения предела текучести в стержнях, наиболее удаленных от сжатой зоны и после начала раскрытия наклонной трещины - в стержнях, расположенных выше по сечению с напряжением ниже предела текучести.

ВЫВОДЫ

1. Приведенные результаты исследований свидетельствуют, что методика расчета несущей способности по поперечной силе как круглых сечений, так и прямоугольных элементов с многорядным армированием, должна учитывать влияние продольного армирования.

2. Исследования процесса разрушения с использованием метода корреляции цифровых изображений показали необходимость применения деформационного подхода к определению усилий в продольных и поперечных стержнях арматуры, не достигающих предельных значений и оценки несущей способности наклонного сечения по соответствующей деформационной модели с определением деформаций в бетоне сжатой зоны.

3. Бесконтактный метод корреляции цифровых изображений обладает широкими возможностями при определении поля деформаций, минимальными требованиями к оборудованию, отличается простотой и достаточной точностью - до 0,004% абсолютной погрешности при определении деформации, дает возможность анализа быстротечных процессов при разрушении с помощью высокоскоростной камеры.

4. Деформации, полученные методом корреляции цифровых изображений, соответствовали деформациям, определяемым по приборам, а характер разрушения (рис. 5) практически точно соответствовал реальной картине разрушения (рис. 1).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Batashev V.M. 1978. Prochnost', treshchynostoykost' y deformatsyy zhelezobetonnikh elementov s mnohoryadnim armyrovanyem. – Kyev : Budivel'nyk, – 120.

2. Batashev V.M. 1976. Raschet prochnosty elementov kol'tsevoho sechenyya po SNyP II-21-75 // Beton y zhelezobeton. # 12. – 29–31.

3. Bambura A.N. 2014. Obshchyy metod otsenky napryazhenno-deformyruemoho sostoyanyya y nesushchey sposobnosty predvarytel'no napryazhennikh zhelezobetonnikh elementov kruhloho sechenyya po deformatsyonnoy modely / A.N. Bambura, E.V. Dorohova // Vestnyk Belorussko-Rossyyskoho unyversyteta. – # 3. – 105–113.

4. Bambura A.M., Dorohova O.V. 2013. Nesucha zdatnist' poperedn'o napruzhenykh zalizobetonnykh elementiv kruhovoho pererizu za deformatsiynoyu modellyu ta zalezhnistyu 3.14 Yevrokodu-2. Stroytel'stvo, materyalovedenye, mashynostroenye: sb.nauch. trudov. Vыp. # 69. – Dnepropetrovsk: PHASA, – 34–37

5. DBN V.2.6-98:2009. 2009. Betonni ta zalizobetonni konstruktsiyi. Osnovni polozhennya proektuvannya. A. Bambura, A. Barashykov, O. Davydenko, O. Holyshev, Kryvosheyev P. – Kyyiv. – Minrehionbud. – 97.

6. SP 52-101-2003. 2004. Betonnie y zhelezobetonnie konstruktsyy bez predvarytel'noho prednapryazhenyya armaturi. – M.: FHUP TsPP. – 53.

7. ENV 1992-1-1, 1992. Eurocode 2: Design of Concrete Structures. Part 1: General Rules and Rules for Buildings. – Brussels : European Committee for Standardization. – 26.

8. Berezin V.B. 2011. Doslidzhennya polya deformatsiyi ploskoyi poverkhni zrazkiv materialiv metodom korelyatsiyi tsyfrovykh zobrazhen'. (Statychne navantazhennya) / Berezin V.B., Chausov M.H. // Tekhnycheskaya dyahnostyka y nerazrushayushchyy kontrol'. – #2. – 15–20.

9. Berezin V.B. 2011. Optychnyy kompleks dlya bezkontaktnoho doslidzhennya polya deformatsiyi ploskoyi poverkhni metodom korelyatsiyi tsyfrovykh zobrazhen' / Berezin V.B., Chausov M.H., Luchko Y.Y. // Visnyk Odes'koyi derzhavnoyi akademiyi budivnytstva ta arkhitektury. – T. 41. – S. 30–39.

10. Digital 1989. image correlation using Newton-Raphson method of partial differential correction / Bruck H.A., McNeill S.R., Sutton M.A. [et al.] // Experimental Mechanics. – V. 29, №3. – 261–267. – DOI: 10.1007/bf02321405.

11. Hild F. 2013. Digital image correlation / Hild F., Roux S. // Optical Methods for Solid Mechanics. A Full-Field Approach / [eds. Pramod K.R. et al.]. – [USA]: Wiley, – 183–228.

12. Sylant'ev A.S. 2011. Prochnost' yz·hybaemikh zhelezobetonnikh ɜlementov bez khomutov po naklonnim sechenyyam s uchetom parametrov prodol'noho armyrovanyya // Vestnyk MHSU. #2. T. 1. – 66–71.

13. Cherepanov G. P. 1974. Mechanika hrupkogo razrusheniya : M.: Nauka, - 640.

14. Andrejko Dariusz, Mariusz Kania, Anna Latka, Leszek Rydzak. 2011. Wplyw obrobki cieplnej promieniami podczerwonymi na proces przemialu ziarna pszenicy odmiany korynta // Motrol. – Motoryzacja I energetyka rolnictva. – Lublin. Tom 13. – 7–13.

15. Libovic G. K. 1975. Razrushenie MIR, – 766.

16. Salyev E. 2009. Ekoloho-ekonomycheskye problemi vnedrenyya enerhosberehayushchykh tekhnolohyy v Ukrayne // Motrol. – Motoryzacja I energetyka rolnictva. – Lublin. Tom 11B. – 104–111.

17. Davydenko M.A. 2011. K opredelenyyu predel'nikh deformatsyy stalefybrobetona na osnove ravnovesnikh dyahramm deformyrovanyya / M.A. Davydenko, A.Y. Davydenko, E.V. Orekhova // Mizhvid. naukovo-tekhn. zb. nauk. pr. „Budivel'ni konstruktsiyi". – K.: NDIBK, – Vyp. 74. – 526–531.

18. Bambura A.N. 1988. Metodycheskye rekomendatsyy po raschetu vnetsentrenno szhatikh y yz·hybaemikh ɜlementov yz bazal'tofybrobetona / A.N. Bambura, S.S. Vatahyn, P.V. Rozhkov // Rekomendatsyy. – K.: NYYSK Hosstroya SSSR, – 39.

19. DBN V.6.2-98:2009. 2011. Betonni ta zalizobetonni konstruktsiyi. Osnovni polozhennya. – K.: Minrehionbud Ukrayiny. – 71.

20. Svod 2007. pravyl po proektyrovanyyu y stroytel'stvu. Stalefybrobetonnie konstruktsyy: SP 52-104-2006. [Vveden 2006-01-09]. – M.: FHUP «NYTs Stroytel'stvo», – 73.

EVALUATION OF STRESS-STRAIN STATE OF REINFORCED CONCRETE COLUMNS OF CIRCULAR CROSS-SECTION WITH LATERAL BENDING METHOD OF DIGITAL IMAGE CORRELATION

Summary. Results of pilot studies of ferroconcrete columns of circular section on cross bend are given in article and deformations of a column with use of a method of correlation of digital images are defined. Modern normative documents recommend performance of calculations of durability of normal sections of the specified elements on the basis of nonlinear deformation model. The method is based on use of nonlinear charts of deformation of materials and the linear law of distribution of deformations of concrete and fittings on element section height. Researches of ferroconcrete columns at a cross bend, in the conditions of joint action of a cross bend and the longitudinal squeezing forces are carried out, generally on elements of rectangular section. Meanwhile, similar researches are necessary for the columns having the circular section (the building located in seismodangerous zones, bored piles of retaining walls, constructions the against landslide, the bases with deep technological tunnels) perceiving the considerable horizontal pressure of soil.

Researches of process of destruction with use of a method of correlation of digital images showed need of application of deformation approach to definition of efforts for the longitudinal and cross cores of fittings which aren't reaching limit values and an assessment of the bearing ability of inclined section on the corresponding deformation model with definition of deformations in concrete of the squeezed zone.

Key words: reinforced concrete column, a circular section, the transverse bend, digital image correlation.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ СБРОСА ЛИШНИХ СЕМЯН ПНЕВМОМЕХАНИЧЕСКИМ ВЫСЕВНЫМ АППАРАТОМ С ПЕРИФЕРИЙНЫМ ТОРЦЕВЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ПРИСАСЫВАЮЩИХ ЯЧЕЕК

Павел Попик

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Pavel Popik

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В данной статье представлены закономерности изменения предельной угловой скорости высевающего диска от угла его поворота, при различных положениях плоскости присасывающей ячейки. Выведено уравнение, позволяющее определить величину критической угловой скорости, гарантирующей сброс лишних семян в зависимости от угла поворота дозирующего диска. В результате проведенных исследований установлено, что для правильного функционирования пневмомеханического аппарата с периферийным торцевым расположением присасывающих ячеек, необходимо выполнить условие сброса лишних семян с определенной угловой скоростью. Это открывает возможность проектирования эффективных пневмомеханических высевающих аппаратов при соблюдении выполнения установленных соотношений основных параметров.

Ключевые слова: угол поворота, пневмомеханический высевной аппарат, семя, дозирующий диск, присасывающая ячейка.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Пневмомеханический высевной аппарат с дисковым дозирующим элементом работает по замкнутому циклу повторения фаз захвата, транспортировки, сброса лишних семян, сброса основного семени, которое направляется в борозду.

Одним из условий работы аппарата, для обеспечения высокого качества посева, является своевременное удаление лишних семян, обуславливающих ненужный высев двойников.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Если, для основного семени захваченного ячейкой, стоит задача удержания его до момента сброса в семяпровод, то для лишних семян наоборот, должно выполняться условие их сброса с плоскости ячейки под действием приложенных к ним сил [1-10].

Целесообразно отметить, что в этой фазе движения дозирующего элемента (диска) присасывающая сила не должна оказывать существенного влияния на лишние семена. Она действует только на то основное семя, которое находится в ячейке и предназначено для высева [11-17].

Угловая скорость дозирующего диска является основным фактором, образующим центробежную силу R, под действием которой и должно произойти сбрасывание лишних семян [18-22].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является определение закономерности изменения предельной угловой скорости высевающего диска от угла его поворота, при различных положениях плоскости присасывающей ячейки.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Фазы работы пневмомеханического аппарата с определением усилий,

действующих на семя, подробно рассмотрены в работе [1]. Условие сброса лишних семян под действием центробежной силы при их перемещении представлено в исследовании [2].

Однако, конструктивные решения, вытекающие из этих работ, не достаточно обоснованы теоретически, особенно для аппарата торцевого захвата и перемещения семян. В этом случае, существенную роль играет положение площадки, в плоскости которой расположено присасывающее отверстие, «ячейка» захвата семян (рис. 1). Ее ориентация определяется углом установки Θ.

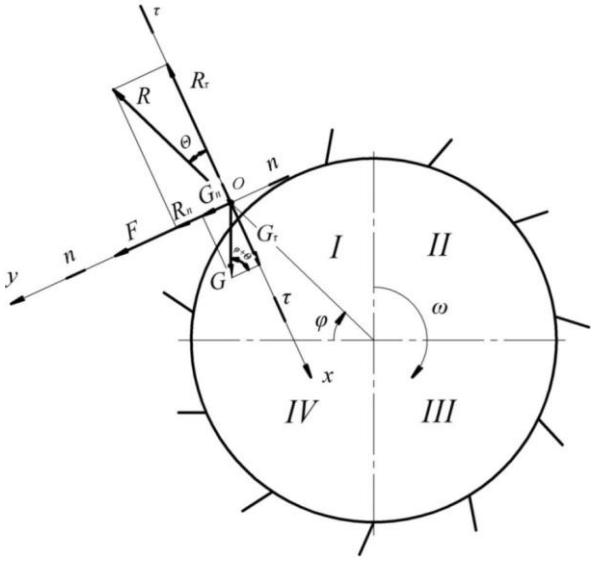


Рис. 1. Схема сил и их проекций, действующие на семя при транспортировке

Fig. 1. Diagram of the forces and their projections acting on the seed during transport

Учитывая изложенное, условие сброса лишних семян, исходя из уравнения (10) [1], можно представить следующим образом:

$$F_T < \sum_{\tau}, \qquad (1)$$

где: F_T - сила трения, действующая на семя в плоскости ячейки, $\sum_{\tau}$ - сумма проекций всех сил, действующих на семя в плоскости ячейки (скатывающая сила).

После подстановки составляющих в (1) имеем:

$$\left[R\cdot\sin\Theta + G\cdot\cos(\varphi+\Theta)\right]\frac{\lambda}{\rho} < R\cdot\cos\Theta + G\cdot\sin(\varphi+\Theta) \qquad (2)$$

где: R - центробежная сила, действующая на семя, G - сила тяжести, λ - коэффициент трения второго рода при качении семени по поверхности площадки высевной ячейки, ρ - приведенный (усредненный) радиус семени.

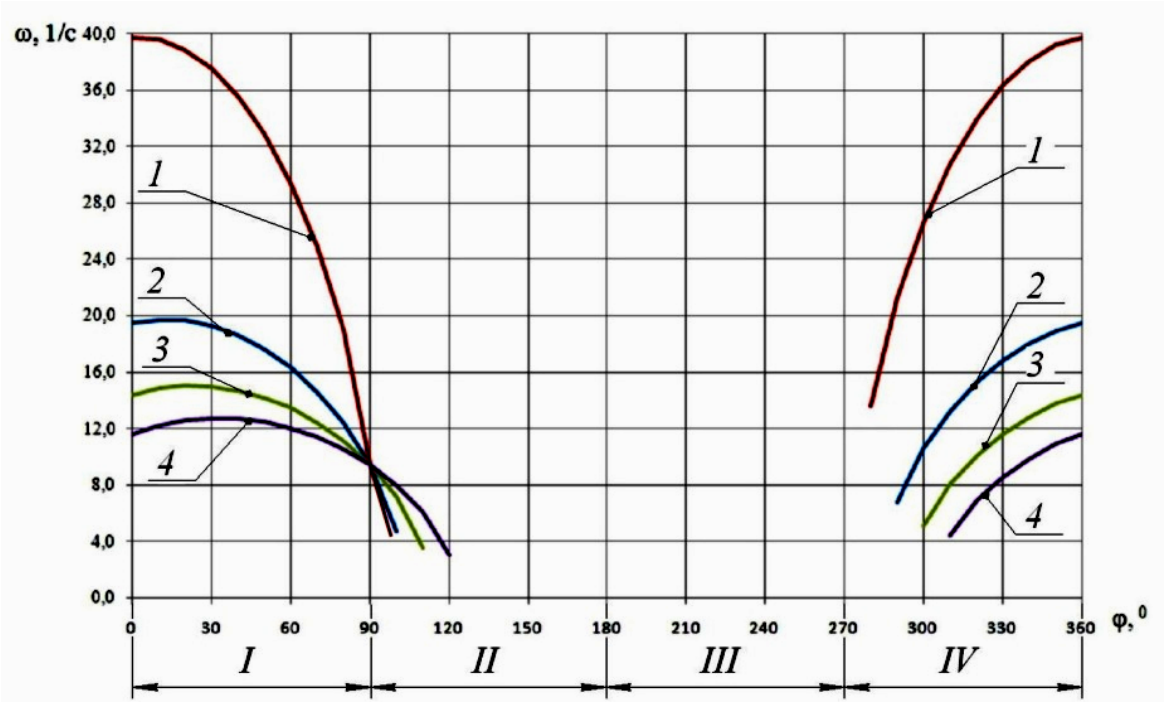
Увеличение суммы тангенциальных сил относительно сил трения на поверхности присасывающей ячейки, означает возможность реализации перемещения семени по её поверхности. Для сброса лишних семян это перемещение должно происходить в направлении от центра к периферии вращения диска. В этом случае, проекция центробежной силы должна быть больше проекции силы тяжести. Подставив значения $G = mg$ и $R = m\omega^2 r$ в (2), после преобразований и упрощений определим критическую угловую скорость, которая обеспечивает сброс лишних семян:

$$\omega > \sqrt{\frac{g\left[\frac{\lambda}{\rho}\cdot\cos(\varphi+\Theta) - \sin(\varphi+\Theta)\right]}{r(\cos\Theta - \frac{\lambda}{\rho}\cdot\sin\Theta)}}. \qquad (3)$$

Научный и практический интерес представляет анализ влияния угла перемещения семени на центробежную силу (угловую скорость), которая гарантирует сброс лишних семян. На рис. 2 представлен график изменения угловой скорости ω, как основного фактора изменения центробежной силы в зависимости от угла поворота дозирующего диска.

При выбранных направлениях координатных осей и четвертях кругового движения ячейки дозирующего элемента, графики представляются двумя условными участками соответствующих зависимостей. Первый из них находится в интервале изменений угла вращения $0^\circ < \varphi < 120^\circ$, а второй $360^\circ > \varphi > 245^\circ$.

Рассмотрим те участки графиков, которые лежат в пределах угловых скоростей меньших, чем максимально принятые.



1. $\Theta = 10^0$, 2. $\Theta = 0^0$, 3. $\Theta = -10^0$, 4. $\Theta = -20^0$

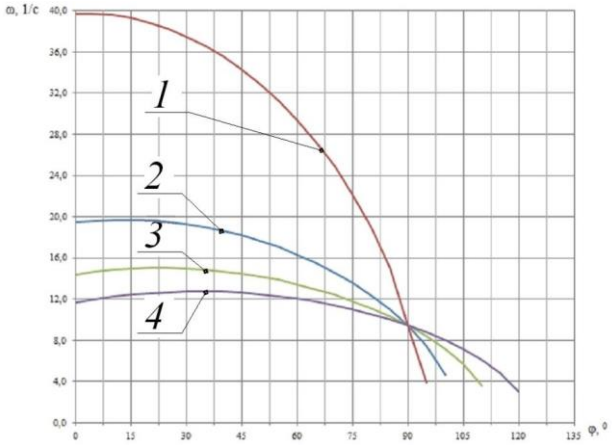
Рис. 2. Влияние угла поворота φ дозирующего диска, на предельную скорость сброса лишних семян ω_{np} при различных углах ориентации присасывающей ячейки Θ

Fig. 2. Effect of angle of rotation φ for the maximum rate of discharge of seeds extra ω_{np} at various angles of orientation of the suction cells Θ

Для первого семейства графиков, видно, что существует общая точка их пересечения, лежащая в пределах угла поворота диска $\varphi = 90^\circ$ (рис. 3). В зависимости от ориентации площадки присасывающей ячейки, меняется диапазон изменения угла поворота, в котором возможен и эффективный сброс лишних семян. При этом изменяется и сама величина ω_{np}, при которой сброс становится возможным.

Как видно из полученных данных, для угла ориентации площадки $\Theta = 10^\circ$ величина предельной угловой скорости составляет $2{,}9\,1/c$, а сектор сброса находится в относительно небольшом интервале $95 \geq \Theta \geq 90$.

Поворот площадки ориентации ячейки в меньшую сторону, существенно меняет параметры сброса. Так, сектор сброса возрастает до 101°, а величина предельной угловой скорости уменьшается до $1{,}8\,1/c$. Для реализации процесса удаления от лишних семян этот режим работы лучше, чем предыдущий.



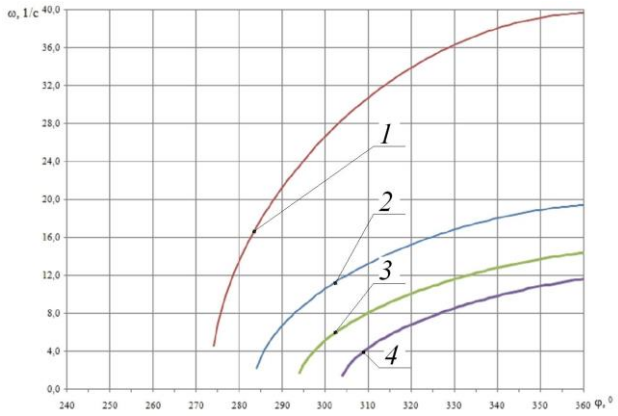
1. $\Theta = 10^0$, 2. $\Theta = 0^0$, 3. $\Theta = -10^0$, 4. $\Theta = -20^0$.

Рис. 3. Зависимость изменения предельной угловой скорости сброса ω_{np} от угла поворота φ во второй четверти вращения дозирующего диска:

Fig. 3. Dependence of change of the angular velocity reset ω_{np} marginal on the rotation angle φ in the second quarters of rotation of the metering disk:

Тоесть, при такой ориентации площадки, даже при угле поворота в φ=101° у частицы еще есть возможность покинуть поверхность под действием центробежной силы. Еще лучшая ситуация для удаления лишних семян складывается при дальнейшем уменьшении угла ориентации площадки.

Второй условный участок семейства графиков, представляющих интерес, находится в зоне углов поворота дозирующего диска 360° > φ > 245°. Увеличенное изображение для анализа этого участка представлено на (рис. 4).



1. $\Theta = 10^0$, 2. $\Theta = 0^0$, 3. $\Theta = -10^0$, 4. $\Theta = -20^0$

Рис. 4. Зависимость изменения предельной угловой скорости сброса $\omega_{пр}$ от угла поворота φ в третьей и четвертой четверти вращения дозирующего диска

Fig. 4. Dependence of change of the angular velocity reset $\omega_{пр}$ marginal on the rotation angle φ in the third and fourth quarters of rotation of the metering disk

Особенность движения ячейки в этой фазе заключается в том, что она осуществляется в нижней части траектории. При этом силы притяжения G и центробежная R в основном совпадают в векторном направлении их действия. Поэтому, для сброса лишней частицы с поверхности ячейки достаточны относительно небольшие усилия.

Так, при угле ориентации $\Theta = 0^0$, сектор эффективного сброса занимает интервал от $\varphi = 258^\circ$ до $\varphi = 272^\circ$. При этом, предельная угловая скорость уменьшается до уровня $\omega_{пр} \approx 1,2\,1/c$.

Тенденция приведенных изменений параметров сброса семян сохраняется и при дальнейшем уменьшении угла ориентации Θ, указывая на общий характер установленной закономерности.

Объяснить такое движение частицы, по поверхности площадки ячейки дозирующего элемента, можно ее наклоном в сторону обратную угловому движению дозирующего элемента. В этом случае, для сброса лишнего семени есть больше времени, а значит этот процесс занимает и больший сектор угла поворота высевающего диска.

Согласно установленной закономерности, самый широкий сектор сброса достигается для угла ориентации площадки в $\Theta = -20^0$. Тогда сектор сброса занимает интервал от $\varphi \approx 278^\circ$ до $\varphi \approx 325^\circ$ при минимальной предельной угловой скорости $\omega \approx 1\,1/c$.

Таким образом, анализируя график (рис. 2) отмечаем целесообразность организации сброса лишних семян в начале второй четверти движения дозирующего элемента. Причем, в рассматриваемом случае сброс происходит, только под действием сил на ориентированной площадке ячейки, без необходимости применения каких либо дополнительных элементов конструкции.

ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследований установлено, что для правильного функционирования пневмомеханического аппарата с периферийным торцевым расположением присасывающих ячеек, необходимо выполнить условие сброса лишних семян с определенной угловой скоростью. Это открывает возможность проектирования эффективных пневмомеханических высевающих аппаратов при соблюдении выполнения установленных соотношений основных параметров.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Bojko A.I. 2014. Analiz usilij dejstvujushhih na zerna pri peremeshhenii ih dozirujushhim jelementom pnevmomehanicheskogo apparata torcevoj dejstvija / Bojko A.I., Bannyj A.A., Popik P.S. // Vestnik Zhitomirskogo nacional'nogo agrojekologicheskogo universiteta. - ZHitomir, Nauchno teoreticheskij sbornik. - Vyp. 2 (45), t. 4, ch. I. - 258 - 263.

2. Vasil'kovskaja K.V. 2014. Obosnovanie parametrov universal'nogo pnevmo-mehanicheskogo vysevajushhego apparata tochnogo vyseva: Avtoref. dis. kand. tehn. nauk: 05.05.11 / Vasil'kovskaja K.V. KNTU - Kirovograd, - 20.

3. Basin B.C. 1987. Mashiny dlja tochnogo poseva propashnyh kul'tur: konstruirovanie i raschet / B.C. Basin, V.V. Brej, L.V. Pogorelyj i dr.; Pod red. L.V. Pogorelogo. - K.: Tehnika, - 151.

4. Bojko A.I. 2004. Modelirovanie dvizhenija semeni pri zahvate ego prisasyvajushhim otverstie diska vysevajushhego apparata / Bojko A.I., Sviren' H.A. // Konstrujuvannja, virobnictvo ta ekspluatacija sil's'kogo-spodars'kih mashin: Zagal'noderzh. Mizh-vidomch. nauk.-tehn. zb.– Kirovograd: KDTU, - Vip. 34.- 41-49.

5. Buzenkov G.M. 1976. Mashiny dlja poseva sel'skohozjajstvennyh kul'tur / Buzenkov G.M., Ma S.A. – M.: Mashinostroenie, – 272.

6. Vojtjuk D.G. 2005. Sil's'kogospodars'ki mashini. / Vojtjuk D.G., Baranovs'kij V.M. Bulgakov V.M. // Osnovi teorií ta rozrahunku ; Za red. D.G. Vojtjuka. - K. Vishha osvita, - 564.

7. ZHuravlev B.I. 1961. Issledovanie pnevmaticheskih vysevajushhih apparatov dlja tochnogo vyseva semjan / ZHuravlev B.I. // Traktory i sel'hozmashiny. - №9. - 21-24.

8. Zaika P.M. 2002. Teorija sil's'kogospodars'kih mashin. / Zaika P.M. // T. 1; CH. 2; Mashini dlja sivbi ta sadinnja. – Harkiv: Oko, – 452.

9. Kardashevskij S.V. 1973. Vysevajushhie ustrojstva posevnyh mashin. / Kardashevskij S.V. -M.: Mashinostroenie, - 176.

10. Pogorelyj L.V. 1987. Mashiny dlja tochnogo poseva propashnyh kul'tur: konstruirovanie i raschet / Pod obshhej redakciej L.V.Pogorelogo. – K.: Tehnika.

11. Martinenko S.A. 1992. Pnevmatichni sivalki: konstrujuvannja i rozrahunok / S.A. Martinenko, L.G. Meshhishena, L.V. Pogorilij ta in. // Pid zag. red. akad. UAAN L.V. Pogorilogo. – K.: Tehnika, – 224.

12. Vasil'kovskaja E. V. 2013. Obosnovanie konstruktivnoj shemy pnevmomehanicheskogo vysevajushhego apparata dlja tochnogo vyseva semjan propashnyh kul'tur / Vasil'kovskaja E., Petrenko N., Goncharova S. // Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin, Vol. 15, No. 2, - 2013, 99–105.

13. Korobejnikov A.G. 1964. O povyshenii tochnosti vyseva / Korobejnikov A.G. // Mehanizacija i jelektrifikacija sel'sko-gohozjajstva. - №6 – 12-13.

14. Komaristov V.E. 1975. Issledovanie pnevmaticheskogo apparata dlja vyseva semjan propashnyh kul'tur / Komaristov V.E., Petrenko H.H., Ignatenko L.D. // Konstruirovanie i tehnologija proizvodstva s.-h. mashin: Resp. mezhved. nauch. - tehn. sb .- Vyp.5 - 31-35.

15. ZHuravlev I.I. 1985. Pnevmaticheskie sejalki / ZHuravlev I.I. // Trudy Har'kovskogo SHI. – T.238.– 158-165.

16. Budagov A.A. 1985. Ob agrotehnicheskih trebovanijah k zernovym sijalkam / Budagov A.A. // Traktory i sel'skohozjajstvennye mashiny. –- №7. – 26.

17. Gennadiy Golub, Oleg Marus. 2011. Optimizatsiya parametriv mashin ta obladnannya Motrol Motoryzacja i energetyka rolnictwa Tom 13 B Lublin 15-17.

18. Amosov V.V. 2003. Obrruntuvannja diametra prismoktuval'nogo otvoru vakuumnogo pnevmomehanichnogo visivnogo aparata / Amosov V.V., Filimonihin G.B., Bojko A.I. // Visnik Harkivs'kogo derzhavnogo tehnichnogo universitetu sil's'kogo gos-podarstva. – Vip.21; "Mehanizacija s.-g. virobnictva".– Harkiv,– 174–180.

19. Astahov V.S. 1999. Posevnaja tehnika: analiz i perspektivy. / Astahov V.S. // Traktora i sel'skohozjajstvennye mashiny. - №1.

20. Bannij O.O. 2010. Tipovi konstruktivni rishennja aparativ tochnogo visivu/ O.O. Bannij // Naukovij visnik Nacional'nogo universitetu bioresursiv i prirodokoristuvannja Ukraïni; Serija «Tehnika ta energetika APK».– Vip. 144(5).– Kiïv, – 99–104.

21. Martinenko S.A. 2004. Modernizacija visivajuchogo aparata pnevmatichnoï sivalki / Martinenko S.A, Dranko M.V., Ostapchuk M.V. // Konstrujuvannja, virobnictvo ta ekspluatacija sil's'kogospodars'kih mashin: Zagal'noderzh. mizhvidomch. nauk.-tehn. zb.- Kirovograd: KDTU, - Vip. 34.- 94-99.

22. Rogovskiy I.L. 2011. Vpliv pokaznikiv nadiynosti na perIodichnIst tehnichnogo obslugovuvannya silskogospodarskih mashin / I.L. Rogovskiy // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin. – Vol. 13B. – 92 – 97.

DETERMINATION OF CONDITIONS TO SHED THOSE EXTRA SEEDS PNEUMATIC MECHANICAL SEEDING APPARATUS WITH PERIPHERAL END FACE POSITIONING OF SUCTION CELLS

Summary. This paper presents a regularity of change angular velocity limit seed disc from its angle of rotation at different positions of the plane of the suction cell. The equation, allowing to define the critical value of angular velocity which ensures extra reset seeds, depending on the angle of rotation of the metering disk. As a result of the conducted researches it is established that for the correct functioning of the pneumomechanical device with a peripheral face arrangement the prisasyvayushchikh of cells, it is necessary to satisfy a condition of dumping of excess seeds with a certain angular speed. It opens possibility of design of the effective pneumomechanical sowing devices at observance of performance of the established ratios of key parameters.

Key words: pneumatic mechanical seeding machine, seed, dosing disc, the angle of rotation, the suction cell.

СПОСОБЫ ПОСТРОЕНИЯ ЛИНИЙ ПОСТОЯННОГО ДАВЛЕНИЯ В ГРУНТЕ ПОД КОЛЕСОМ ТРАКТОРА

Михаил Довжик, Борис Татьянченко, Александр Соларёв

Сумской национальный аграрный университет
Ул. Герасима Кондратьева, 160, г. Сумы, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Mihail Dovzhik, Boris Tatyanchenko, Aleksandr Solarov

Sumy National Agrarian University
Str. Gerasim Kondratyev, 160, Sumy, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. В статье представлена проблема чрезмерного переуплотнения почвы движителями техники. В ходе решения этой задачи было рассчитано и построено линии постоянного давления в грунте под следом колеса трактора. Что дает возможность более детально понять процесс уплотнения. Графическая интерпретация результатов дает возможность обобщить таким образом, чтобы их можно было использовать при любых значениях коэффициента Пуассона μ, т.е. практически для любых грунтов. Как известно, коэффициент μ для грунта может иметь значения от 0 до 0,5. Тогда для каждого отношения σ_m/q можно построить семейство кривых постоянного давления. На рис. 7. представлены такие кривые для отношения $\sigma_m/q = 0{,}4$ значений μ, равных: 0; 0,2; 0,3; 0,4 и 0,5.

Данные методики позволят строить линии постоянного давления для оценки уплотняющего воздействия движителей на почву.

Ключевые слова: уплотнение почвы, линии постоянного давления в грунте, распределение нагрузки.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Как известно, при деформации упругого тела изменяется его объем и форма [8, 13]. В соответствии с этим тензор напряжений T_σ представляет собой алгебраическую сумму двух тензоров – окружного тензора T_σ^0 и девиатора напряжений D_σ, которые в рассматриваемом случае имеют вид:

$$T_\sigma = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \sigma_m & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_m & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_m \end{vmatrix} +$$

$$+ \begin{vmatrix} (\sigma_x - \sigma_m) & \tau_{xy} & 0 \\ \tau_{yx} & (\sigma_y - \sigma_m) & 0 \\ 0 & 0 & (\sigma_z - \sigma_m) \end{vmatrix}.$$

Здесь первое слагаемое (шаровой тензор) представляет собой ту часть напряженного состояния, которая связана с изменением объема [2, 3]. Именно изменение объема грунта вызывает изменение его плотности. Девиатор напряжений характеризует переход от упругого состояния к пластичному [9, 11].

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Взаимодействие колеса и почвы рассмотрено во многих научных статьях, где как правило часто встречаются на рисунках и линии постоянного давления в грунте [4, 7, 19]. Это объясняется тем, что наглядно более точно можно оценить реакцию почвы на удельное давление от колес сельскохозяйственной техники, которое приводит к уплотнению почвы [6, 14, 16].

После получения экспериментальных данных для графического отображения возникающих напряжений в грунте, были разработаны методики, с помощью которых можно изобразить линии постоянного давления.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью работы является исследование методик построения линий постоянного давления в грунте под колесом трактора.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Как известно, главные напряжения являются экстремальными напряжениями в точке, следовательно, в их направлениях действуют максимальные сжимающие усилия. Для вычисления величины и направления главных напряжений в плоскостях *xOy* необходимо решить обратную задачу плоского напряженного состояния – по известным случайными напряжениями σ_x, σ_y, и τ_{xy}, модули главных напряжений и угол β, который определяет направление одного из них. Модули главных напряжений находим по формуле:

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2}\left[\left(\sigma_x + \sigma_y\right) \pm \sqrt{\left(\sigma_x - \sigma_y\right)^2 + 4\tau_{xy}^2}\right].$$

Свойство нормальных напряжений – их сумма на двух любых взаимно перпендикулярных площадках инвариантна относительно угла β – можно использовать для проверки правильности их определения:

$$\sigma_1 + \sigma_2 = \sigma_x + \sigma_y = const.$$

Угол, определяющий положение главных площадок, а следовательно, и направление главных напряжений, находим по формуле:

$$\operatorname{tg} 2\beta = -\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}.$$

Можно доказать, что направление главных напряжений в любой точке совпадает с биссектрисой угла между радиусами-векторами r_1 і r_2 (рис. 1).

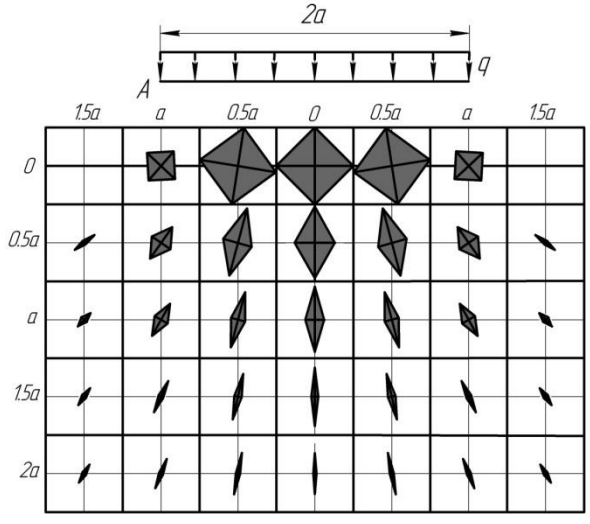


Рис. 1. Направления главных напряжений

Fig. 1. Direction of the principal stresses

Для этого подставим в последнюю формулу исходные выражения для напряжений в функции кутов α_1 и α_2. После этого, перейдя к двойным аргументам $2\alpha_1$ і $2\alpha_2$, получим: $\operatorname{tg} 2\beta = \operatorname{tg}(\alpha_1 + \alpha_2)$ откуда $\beta = (\alpha_1 + \alpha_2)/2$.

На рис. 1 показаны результаты вычислений и направления главных напряжений в вертикальной плоскости, которые представлены здесь в виде полуосей ромбов, изображающие в некотором масштабе их величины. Если продолжить направление одного из главных напряжений на небольшое расстояние и в следующей точке определить новое направление главного напряжения, а дальше, действуя таким же образом в следующих точках, то получим некоторую ломаную линию, которая при бесконечно малых прыжках превращается в кривую. Касательная в каждой точке этой кривой будет совпадать с направлением соответствующего главного напряжения в точке касания. Это траектория одного из двух главных напряжений, или одна из двух линий экстремального давления. Очевидно, что характер таких кривых определяется шириной нагрузки $2a$. Через каждую точку массива проходят две траектории главных напряжений σ_1 и σ_2, которые пересекаются между собой под прямым углом. Результаты таких построений представлены на рис. 2.

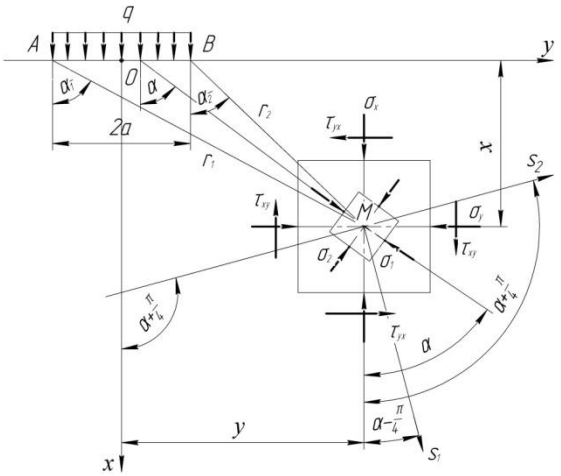


Рис. 2. К определению направления линий скольжения

Fig. 2. Determination of direction lines slip

Имея направления главных напряжений, можно построить так называемые линии

смещения или линии скольжения, касательные к которым параллельные максимальным касательным напряжением в соответствующих точках. Как известно, τ_{max} действует в направлении под кутом $\pi/4$ до главных напряжений [5, 6, 7]. Согласно рис. 2 в некоторой точке M линии скольжения дают направления Ms_1 и Ms_2, причем луч Ms_1 образует с осью Ox кут $\alpha + \pi/4$, а луч Ms_2 – луч угол $\alpha - \pi/4$. Сеть линий скольжения образуется двумя ортогональными между собой семействами линий, которые не всегда являются прямыми.

На основании вышеизложенного можно воспользоваться следующим способом построения линий скольжения. Сначала построим сетку линий главных напряжений. Для этого произвольную точку 1 полуплоскости соединяем с точками A и B (рис. 3а) и, разделив угол AMB пополам, получаем направления σ_1 и σ_2. Отложив с точки 1 отрезок 1 - 2, аналогично находим направление σ_1 и σ_2 в точке 2. Построение линий главных напряжений σ_1 и σ_2 можно начинать с любой точки полупространства, но лучше в качестве исходных выбрать точки на осях Ox и Oy, в которых напряжения перпендикулярны этих осей (рис. 3б).

Линии максимальных напряжений σ_1 и σ_2 не равные между собой, в результате чего образуются не совсем точные квадраты. Последовательным соединением диагоналей этих квадратов получим семейство линий скольжения s_1 и s_2. Точность построения в данном случае зависит от густоты сетки линий σ_1 и σ_2, Однако построение можно упростить и сделать более точно, если, определив направления σ_1 и σ_2, например, в точке 1, как показано на рис. 3а, отложить от него углы $\pm\pi/4$ и сразу получить направления в данной точке s_1 и s_2 (рис. 3в).

Точность графических построений в данном случае относительна. Построения в данном случае зависит от густоты сетки линий $tg2\alpha$. В декартовы координаты, подставив в него выражения для σ_x, σ_y и τ_{xy} и сделав подстановки $y - a = u$; $y + a = m$.

В результате получим:

$$tg2\alpha = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} = \frac{x(m+n)}{x^2 - mn} = \frac{2xy}{x^2 - y^2 + a^2}.$$

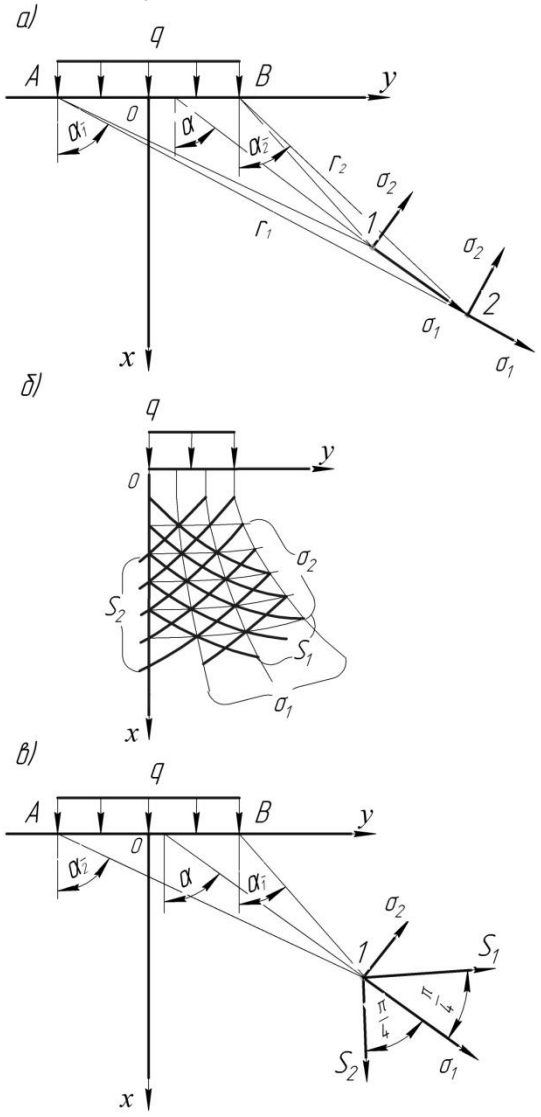


Рис. 3. Траєкторії головних напружень в площині *x*O*y*

Fig. 3. The trajectories of the main stress in the plane *x*O*y*

Пользуясь этой формулой, можно строить как линии крупнейших давлений, так и линии скольжения, определив направление σ_1 в любой точке полупространства, а отложив от него углы $\pm\pi/4$ получить направления s_1 и s_2. Такие построения выполнены на рис. 4. Координати x и y в последней формуле следует выражать через размер a. Хотя измерение координат проводится графически, однако точность построений этим способом должна быть значительно выше, чем огибанием диагоналей неточных квадратов,

образованных сетью линий крупнейших напряжений σ_1 и σ_2.

В осевом сечении следа, в плоскости *xOz* действуют главные напряжения $\sigma_1 = \sigma_x$ і $\sigma_2 = \sigma_z$. Причем главные площадки параллельные и перпендикулярные оси *Oz*. Это означает, что все линии скольжения здесь наклонены под углом $\pi/4$ к оси *Oz* и представляют собой две системы параллельных прямых, пересекающихся между собой под прямым углом. В связи с этим сдвиги в продольном направлении отсутствуют вовсе, так как они взаимно уравновешены двумя системами линий скольжения.

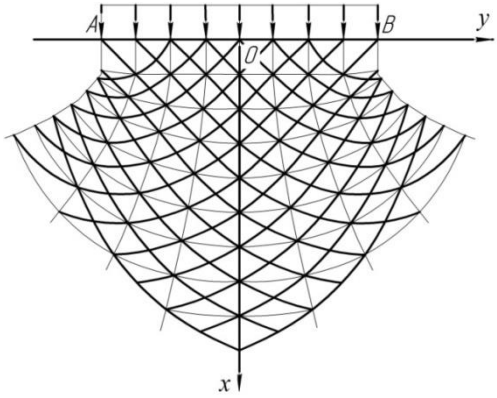


Рис. 4. Линии скольжения в почве под следом транспортного колеса

Fig. 4. Lines slip in the soil under the following vehicle wheels

Относительное изменение объема пропорционально среднему нормальному (гидростатическому) напряжению:

$$\sigma_m = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z).$$

Используя выражения для σ_x и σ_y согласно [6]:

$$\sigma_x = \frac{q}{2\pi}[2(\theta_2 - \theta_1) + sin2\theta_2 - sin2\theta_1],$$

$$\sigma_y = \frac{q}{2\pi}[2(\theta_2 - \theta_1) + sin2\theta_2 - sin2\theta_1],$$

и определив σ_z из условия, что:

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E}\left[\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)\right] = 0,$$

получим:

$$\sigma_m = \frac{2q(1+\mu)}{3\pi}(\theta_2 - \theta_1),$$

откуда получаем зависимость между углами θ_1 и θ_2 для произвольной точки *K* (рис.5):

$$\theta_2 = \theta_1 + \frac{3\pi}{2(1+\mu)}\left(\frac{\sigma_m}{q}\right).$$

Пользуясь этой зависимостью, можно построить линии постоянного давления (изобарические уровни) в грунте для различных отношений σ_m/q. Если интенсивность q в исходных уравнениях взять по модулю, то, учитывая, что среднее напряжение σ_m отрицательное, это уравнение даст значения углов θ_1 и θ_2 в принятой правой системе координат *x*O*y* с точностью до знака [1, 5].

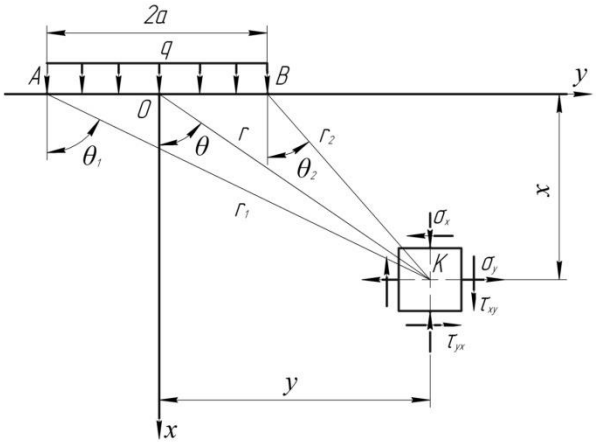


Рис. 5. К определению угловых координат θ_1 и θ_2

Fig. 5. The definition of angular coordinates $\theta_1$and θ_2

На рис. 6 представлены кривые постоянного давления для различных отношений σ_m/q, при $\mu = 0{,}25$. Очевидно, что максимальное по модулю значение отношения σ_m/q в этом случае соответствует углам $\theta_1 = \frac{\pi}{2}$; $\theta_2 = -\frac{\pi}{2}$ и равно $\frac{2}{3}(1+\mu) = 0{,}833$, а соответствующая линия постоянного давления будет представлена отрезком *OB*.

Построение линий постоянного давления в координатах θ_1 и θ_2 связано с установлением пределов изменения этих углов для каждого отношения σ_m/q. Для точек вне первой четверти системы координат *x*O*y* полученная зависимость может давать случайные значения, поэтому лучше начинать построение кривой для каждого отношения σ_m/q с точки, лежащей на оси O*x*, для которой углы θ_1 и θ_2 по модулю равны [17, 20]. Например, при $\sigma_m/q = 0{,}4$ имеем:

$$\theta_1 = |\theta_2| = \frac{3\pi}{4(1+\mu)} \cdot \frac{\sigma_m}{q} = \frac{3\pi}{4(1+0{,}25)} \cdot 0{,}4 = 0{,}24\pi.$$

Следовательно: $0{,}24 \leq \theta_1 \leq 0{,}5\pi$. Функции кривых постоянного давления можно получить также в полярных координатах $r\theta$ [10, 18].

Используяочевидные соотношения (рис. 5):

$$r_1 sin\theta_1 = y + a, r_2 sin\theta_2 = y - a,$$
$$r sin\theta = y,$$

находим:

$$tg\theta_1 = \xi_1 = \frac{r sin\theta + 1}{r sin\theta},$$
$$tg\theta_2 = \xi_2 = \frac{r sin\theta - 1}{r sin\theta}.$$

Тогда среднее нормальное давление:

$$\sigma_m = \frac{2q(1+\mu)}{3\pi} \cdot (arctg\xi_2 - arctg\xi_1) = \frac{2q(1+\mu)}{3\pi} arctg \frac{\xi_2 - \xi_1}{1 + \xi_1\xi_2} = \frac{2q(1+\mu)}{3\pi} arctg \frac{-2arccos\theta}{r^2 - a^2} = \frac{2q(1+\mu)}{3\pi} arctg \frac{-2kcos\theta}{k^2 - 1},$$

где: $k = r/a$ – относительный радиус-вектор точки.

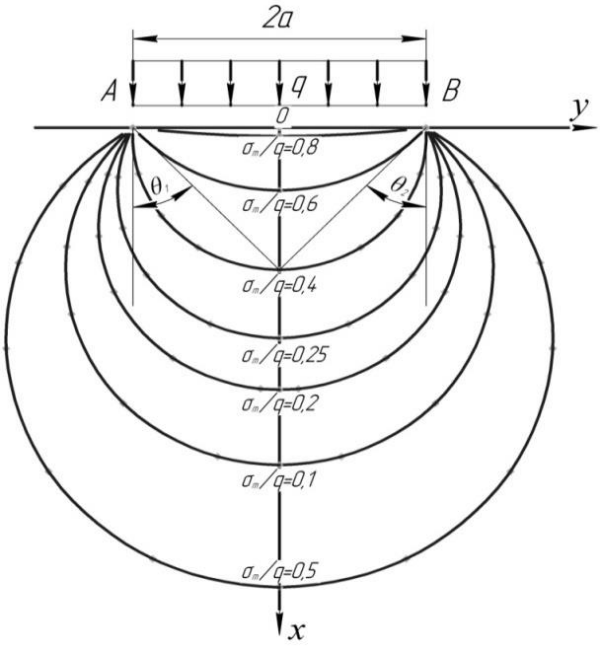


Рис. 6. Уровни постоянного давления в грунте

Fig. 6. The levels of constant pressure in the soil

Отсюда имеем:

$$arctg \frac{-2kcos\theta}{k^2-1} = \frac{3\pi}{2(1+\mu)} \cdot \left(\frac{\sigma_m}{q}\right) \text{ или } tg\left(A\frac{\sigma_m}{q}\right) = \frac{-2kcos\theta}{k^2-1}, \text{ где } A = \frac{3\pi}{2(1+\mu)}.$$

Поскольку напряжение σ_m отрицательное, знак «минус» в правой части уравнения следует опустить [12, 15]. Тогда решение полученного квадратного уравнения даст искомый результат:

$$k = \frac{r}{a} = \frac{cos\theta + \sqrt{cos^2\theta + tg^2\left(A\frac{\sigma_m}{q}\right)}}{tg\left(A\frac{\sigma_m}{q}\right)},$$

где: $0 \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$.

Построенные на рис. 7 линии постоянного давления являются универсальными кривыми, пригодными для любых значений параметра a и интенсивности q. Линейные размеры здесь определяются масштабом отрезка *AB*.

Использованный выше переход от разности $arctg\xi_2 - arctg\xi_1$ к $arctg\frac{\xi_2-\xi_1}{1+\xi_1\xi_2}$ справедлив при $\xi_1\xi_1 > -1$ для любых значений координат *x* и *y*. Если $\xi_1\xi_1 < -1$ при положительных значениях абсциссы *x* следует принять: $arctg\xi_2 - arctg\xi_1 = \pi + arctg\frac{\xi_2-\xi_1}{1+\xi_1\xi_2}$. В этом случае в уравнении для *k* вместо $tg\left(A\frac{\sigma_m}{q}\right)$ следует подставить $tg\left(\pi - A\frac{\sigma_m}{q}\right)$.

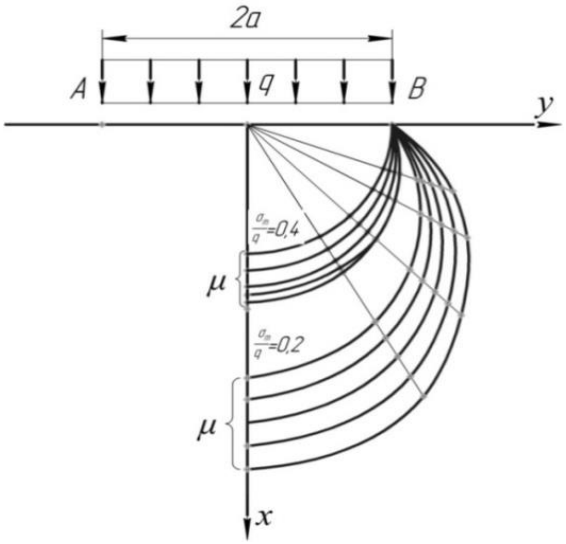


Рис. 7. Обобщенные кривые постоянного давления для $\sigma_m/q = 0{,}4$ и $\sigma_m/q = 0{,}2$

Fig. 7. Generalized curves for constant pressure $\sigma_m/q = 0{,}4$ and $\sigma_m/q = 0{,}2$

ВЫВОДЫ

1. Графики на рис. 6 можно обобщить таким образом, чтобы их можно было использовать при любых значениях коэффициента Пуассона μ, т.е. практически для любых грунтов. Как известно, коэффициент μ для грунта может иметь значения от 0 до 0,5. Тогда для каждого отношения σ_m/q можно построить семейство кривых постоянного давления. На рис. 7. представлены такие кривые для отношения $\sigma_m/q = 0{,}4$ значений μ, равных: 0, 0,2, 0,3, 0,4 и 0,5.

2. Данные методики позволят строить линии постоянного давления для оценки уплотняющего воздействия движителей на почву.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Antoshchenkov R. 2013. Teoreticheskoe issledovanie dinamicheskoy modeli koliosnogo tractor klassa 30 KH. / R. Antoshchenkov // Motrol. Commission motorization and energetic in agriculture. Lublin. – Vol. 15. – No 7. – 170–175.

2. Pasaman B. 2012. The Determination of the Parameters of a Ploughshare – Rotor Potato Digger / B. Pasaman, Zakharchuk V. // TEKA. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Vol. 12. – No. 2. – 323–327.

3. Dobrovolskii G.V. 2001. Itogi i zadachi pochvovedenija na rubege XX i XXI vekov // Pochvovedenie. – No 2. – 133–137.

4. Dashhenko O. F. 2003. MATLAB v inzhenernih ta naukovih rozrahunkah. Monografija / O. F. Dashhenko, V. H. Kirillov, L. V. Kolomiec', V. F. Orobej. – Odesa: Astroprint. – 214.

5. Dovzhik M.J. 2013. Liniї chernova-ljudersa v grunti vid strichkovogo navantazhennja / M.J. Dovzhik, B.J. Tatyanchenko, O.O. Solarov // Visnik Sums'kogo nacional'nogo universitetu. – 162–165.

6. Dovzhik M. J. 2013. Naprigonno-deformirovannoe sostoyanie grunta pod seldom kolesa tractora / M.J. Dovzhik, B.J. Tatyanchenko, A.A. Solarov // Naucno-tehnicheskii progress v sel'skohozyaistvennom proizvodstve : materialyi Mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, posvyaschennoy veduschim uchenyim BGATU, sozdatelyam nauchnoy shkoly po avto traktorostro-eniyu D. A. Chudakovu, V. A. Skorotnikovu, (Minsk, 28–30 noyabrya 2013 g.) / Ministerstvo selskogohozyaystva i prodovolstviya respubliki Belarus, Belorusskiy gosudarstvennyiy agrarnyiy tehnicheskiy universitet. – Minsk : BGATU. – 54–57.

7. Dovzhik M.J. 2014. Raschet uplotneniya grunta pod kolesami transportnyih sredstv s pomoschyu programmnogo obespecheniya MS Office / M.J. Dovzhik, B.J. Tatyanchenko, A.A. Solarev // Motrol. –Vyp. 16. – 131–133.

8. Zavgorodnij A. I. 2012. Dvizhenie shara v vozdushnom potoke mezhdu vibrirujushhimi ploskostjami / A. I. Zavgorodnij, O. V. Sinjaeva // Vibracii v tehnike i tehnologijah: Vse ukrainskij nauchnotehnicheskij zhurnal.– Har'kov: HNTUSH. – Vyp. 3 (67). – 20–27.

9. Zotsenko M.L. 2003. Inzhenerna geologiya. Mehanikagruntiv, osnovi ta fundamenti :pidruchnik / Zotsenko M.L., Kovalenko V.I. [ta in.]; za red. M.L. Zotsenko. – Poltava: PNTU. – 554.

10. Zhuravskij A.A. 2000. Avtomaticheskoe postroenie matematicheskoj modeli funkcionirovanija ob'ekta / A.A. Zhuravskij, J. E. Torjanik, I.G. Kryshen' // Koksihimija. – Vyp. 3. – 22–28.

11. Lebedev A.T. 2009. Matematichna model' ruhu kombinovanogo posivnogo agregatu v skladi traktora HTZ-150K-09 ta sivalki prjamoj sivbi APP-6 pri prjamolinijnomu rusi pershoy pivrami traktora / A.T. Lebedev, R.V. Antoshhenkov // Praci Tavrijs'kogo derzhavnogo agrotehnologichnogo universitetu. – Melitopol': TDAU. – Vyp. 9, t. 1. – 151-157.

12. Naimi K.D. 2007. Modelirovanie vzaimodeystviya traktornogo kolesa s pochvoy : dis. na soisk. uch. stepeni kand. tehn. nauk : spets. 05.20.01 «Tehnologii i sredstva mehanizatsii selskogo hozyaystva» / K.D. Naimi. – M. – 157.

13. Nekotoryie soobrazheniya adresovannyie dlya teh, kto hochet sdelat samodelnyiy traktor [Elektronniy resurs]. – Rezhim dostupu : http://minitractor.0pk.ru/viewtopic.php?id=1780

14. Normalnyie reaktsii pochvyi na kolesa traktora pri rabote s navesnyimi orudiyami [Elektronniy resurs]. – Rezhim dostupu : http://www.reklama78.ru/traktora-i-zapasnye-chasti-k-nim/obcshaya-dinamika-kolesnyh-tra-

ktorov-i-avtomobilej/normalnye-reaktsii-poc-hvy-na-kolesa-traktora-pri-rabote-s-navesnymi-orudiyami.html.

15. Ryizhih N.E. Vliyanie napravleniya linii deystviya silyi tyagi na soprotivlenie pluga [Elektronniy resurs] / Nauchnyiy zhurnal KubGAU. – Krasnodar. – Rezhim dostupu : http://www.ej.kubagro.ru/2004/06/11/.

16. Savochkin V.A. 2005. Tyagovaya dinamika kolesnogo traktora : uchebnoe posobie dlya studentov vuzov, obuchayuschihsya po spetsialnosti «Avtomobile- i traktrostroenie» / V.A. Savochkin. – M. : MGTU «Mami». – 97.

17. Sinyaeva O. 2013. K voprosu planirovaniya eksperementa na baze prikladnogo paketa Excel / O. Sinyaeva, A. Zavgrodniy, A. Obyhvost // Commission motorization and energetic in agriculture.– Lublin. – Vyp.15. – No 7. – 199–204.

18. Stepanenko S. 2012. Osobennosti modelirovanija processov separacii zerna v uslovijah zernotoka hozjajstva / S. Stepanenko // Motrol, Motoryzacja i energetyka roslnictwa. – Lublin. – Vyp. 3, t. 14. – 148–157.

19. Tishhenko L.N. 2005. Issledovanie dinamiki vozdushnogo potoka v modernizirovannoj pyleosadochnoj kamere vibrocentrobezhnyh zernovyh separatorov / L.N. Tishhenko, S.A. Harchenko // Vibracii v tehnike I tehnologijah. – Vyp. 1(43). – 126–137.

20. Tochickii A.A. 2009. Novye tendencii i principy sozdania tehniki dla obrabotki pochvy / A.A. Tochickii // Mehanizacia i elektrifikacia selskogo hozaistva: megved. temat. sb. – Minsk. Vol. 43. – T. 1. – 62–69.

WAYS OF CONSTRUCTING LINES OF CONSTANT PRESSURE IN SOIL UNDER THE WHEELS OF TRACTOR

Summary. The problem of excessive reconsolidation of the soil by equipment propellers is presented in article. During the solution of this task it was calculated and built lines of constant pressure in soil under a tractor wheel track. That gives the chance in more detail to understand consolidation process. Graphic interpretation of results gives the chance to generalize so that they could be used at any values of coefficient of Poisson μ, i.e. practically for any soil. It is known that the coefficient μ for soil can have values from 0 to 0,5. Then for each relation σ_m/q it is possible to construct family of curves of constant pressure. In fig. 7. such curves for the relation σ are presented to $\sigma_m/q = 0{,}4$ of values μ, equal: 0, 0,2, 0,3, 0,4 and 0,5.

These techniques will allow to build lines of constant pressure for an assessment of the condensing impact of propellers on the soil.

Key words: soil compaction, the lines of the constant pressure in the soil, the distribution of the load.

ОБОСНОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НАГРЕВА ДИЗЕЛЬНОГО БИОТОПЛИВА ПЕРЕД ВПРЫСКОМ В ДИЗЕЛЬНЫЙ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Вячеслав Чуба

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Viacheslav Chuba

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua

Аннотация. Обосновано эффективную температуру нагрева дизельного биотоплива перед его впрыском в цилиндр дизельного двигателя внутреннего сгорания на основе минимизации его удельного расходе топлива при различной загрузке. Для проверки адекватности полученных результатов выполнена проверка низшей теплотворной способности дизельного топлива и дизельного биотоплива, путем сжигания образцов топлива, которое использовалось во время проведения экспериментов в калориметрической бомбе. Исследования показали, что низшая теплотворная способность дизельного биотоплива меньше на 8,25 %, чем у дизельного топлива, что подтверждает адекватность полученных данных при проведении производственных испытаний работы трактора КИЙ-14102. В результате проведенных исследования установлено, что нагрев дизельного биотоплива перед впрыском топлива в двигатель внутреннего сгорания целесообразно осуществлять в температурном диапазоне от 115 °С до 120 °С. Проведенные производственные испытания работы подтверждают эффективность применения полученного температурного диапазона нагрева дизельного биотоплива перед впрыском в цилиндр двигателя.

Ключевые слова: дизельное биотопливо, нагрев топлива, удельный расход топлива.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Современные научные исследования направлены на поиск путей эффективного производства дизельного биотоплива из альтернативных сырьевых источников, таких как биомасса водорослей, животные и вторичные растительные жиры [16, 17, 11, 15]. Однако остаются нерешенными вопросы, связанные с использованием дизельного биотоплива в чистом виде, которые в первую очередь заключаются в различиях физико-химических свойств дизельного биотоплива и дизельного топлива.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Основные проблемы при использовании дизельного биотоплива в чистом виде вызваны высокой вязкостью данного типа топлива, его высокой предельной температурой фильтрации, агрессивным воздействием на резино-технические изделия, а также достаточно низкой окислительной стабильностью [18, 19]. Высокие показатели кинематической вязкости и плотности дизельного биотоплива по сравнению с дизельным топливом, вызывают увеличение среднего диаметра капель впрыскиваемого топлива, рост длины и уменьшение угла распыления впрыскиваемого факела топлива, что приводит к нарушению смесеобразования и уменьшения полноты сгорания дизельного биотоплива [3, 2, 4, 8, 12, 1, 5]. Наиболее эффективным способом повышения эксплуатационных показателей работы дизельного двигателя, является обеспечение уменьшения кинематической вязкости дизельного биотоплива за счет применения предварительного подогрева [6, 13, 9, 10, 14,

7]. Выполнены стендвые исследования влияния предварительного нагрева дизельного биотоплива до температур 30 °С, 60 °С, 90 °С и 120 °С на эксплуатационные характеристики работы двигателя [7], показали, что при нагреве до 90 °С происходит уменьшение часового расхода топлива и улучшение экологических показателей работы дизельного двигателя. При применении нагрева топлива до 120 °С зафиксировано увеличение потерь топлива через зазоры плунжерных пар топливного насоса высокого давления.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Определить эффективную температуру нагрева дизельного биотоплива перед его подачею в двигатель внутреннего сгорания.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для исследования влияния температуры нагрева дизельного биотоплива на эксплуатационные показатели работы дизельного двигателя нами была разработана и реализована схема двухступенчатого подогрева дизельного биотоплива (рис. 1: 1 - топливный бак дизельного биотоплива; 2 - теплообменник; 3 - фильтр грубой очистки; 4 - подкачивающих насосов; 5 - фильтр тонкой очистки; 6 - топливный насос высокого давления; 7 - топливопроводы высокого давления; 8 - нагревательная камера; 9 - форсунки двигателя; 10 - двигатель; 11 - блок контроля температуры; 12 - топливный бак дизельного топлива; 13 - топливный кран баке дизельного топлива, 14 - топливный кран баке дизельного биотоплива).

При использовании предложенной системы подогрева дизельного биотоплива, осуществляется начальный подогрев дизельного биотоплива в топливном баке, для обеспечения его фильтрации, а затем осуществляется последующий более высокий нагрев топлива после топливного насоса высокого давления на линии топливопроводов высокого давления, позволяет нивелировать влияние температуры топлива на работу топливного насоса высокого давления.

В результате проведения серии стендовых испытаний работы двигателя Д-65Н получено экспериментальную зависимость влияния температуры нагрева дизельного биотоплива на удельные расходы топлива при различной загрузке двигателя (рис. 2).

Анализ зависимостей (рис. 2) показывает, что с увеличением температуры нагрева удельный расход топлива постепенно снижается и достигает своего минимального значения соответственно: 318 г/(кВт ч) при загрузке двигателя 37 кВт; 329 г/(кВт ч) при загрузке двигателя 28 кВт и 386 г/(кВт ч) при загрузке двигателя 19 кВт в температурном диапазоне от 115 до 120 °С.

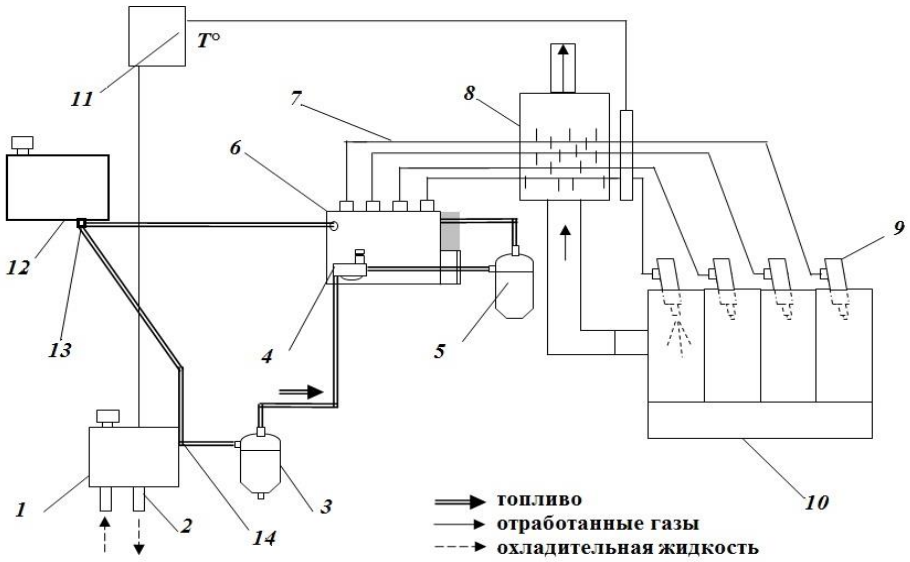


Рис. 1. Схема двухступенчатого подогрева дизельного биотоплива
Fig. 1. Schematic of the two-stage heating biodiesel

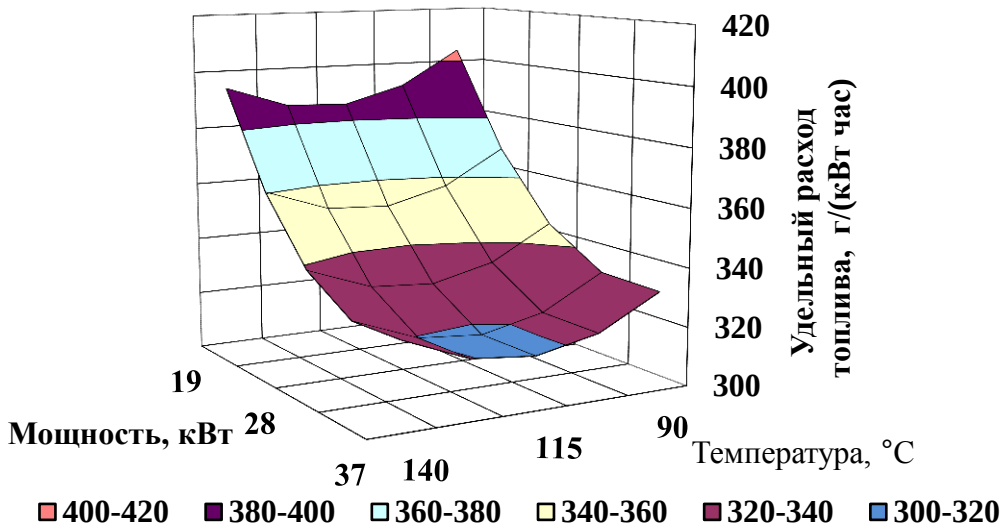


Рис. 2. Зависимость удельного расхода дизельного биотоплива от температуры топлива перед впрыском и загрузки двигателя

Fig. 2. Dependence of specific consumption of biodiesel on the temperature of the fuel before injection and engine load

Следует отметить, что характер изменения зависимостей удельного расхода топлива от температуры нагрева топлива, при соответствующих загрузках двигателя схожий, значение температуры нагрева топлива, при которой достигается минимальный расход топлива, находится в диапазоне от 115 °С до 120 °С (рис. 3).

При применении нагрева дизельного топлива в температурном интервале от 90 до 120 °С происходит снижение вязкости топлива впрыскивается, как следствие, происходит улучшение характеристик впрыска (увеличивается угол распила топлива, уменьшается дальнобойность факела, уменьшается диаметр капель распила), что приводит к улучшение полноты сгорания топлива и уменьшения удельного расход топлива. При нагреве топлива более 125 °С происходит дальнейшее снижении вязкости топлива и, как следствие, чрезмерное уменьшение диаметра капель при распылении топлива, что приводит к уменьшению дальнобойности факела, уменьшение турбулентных завихрений топливо-воздушной смеси в цилиндре, образование зон с чрезмерной концентрацией топлива и недостаточным количеством воздуха. В этих зонах уменьшается скорость горения топлива и полнота его сгорания, как следствие - происходит увеличение удельного расхода топлива. Негативное влияние уменьшения диаметра капель во время распыления на процесс сгорания топлива отмечено также в работах [20, 21].

Для подтверждения полученного температурного диапазона нагрева дизельного биотоплива выполнено производственную проверку работы машинно-тракторных агрегатов на базе тракторов ЮМЗ-6АКЛ с двигателем Д-65Н и КИЙ-14102 с двигателем Д-245 при выполнении ими технологических операций сельскохозяйственного производства с соблюдением выбранного диапазона нагрева топлива (табл. 1 и табл. 2).

Анализ полученных результатов работы МТА на базе трактора ЮМЗ-6 АКЛ (табл. 1) показал, что при выполнении технологической операции сплошной культивации почвы при работе на дизельном биотопливе зафиксировано увеличение расхода топлива на 17,7 % по сравнению с расходом топлива на дизельном топливе. Применение нагрева дизельного биотоплива до температурного диапазона 110-125 °С позволило уменьшить расход топлива на 7,5 %. На исполнении технологической операции прикатывание посевов расход дизельного биотоплива увеличилось на 18,2 %, а применение нагрева дизельного

биотоплива до температуры 100–110 °С уменьшило расход топлива на 4,7 %, однако следует отметить, что оптимального температурного диапазона нагрева дизельного биотоплива достичь не удалось.

Анализ полученных результатов (табл. 2) показывает, что перерасход дизельного биотоплива по сравнению с дизельным топливом составил при выполнении вспашки 8,58 %, а при дисковании - 9,02 %.

В большинстве случаев низшую теплоту сгорания дизельного биотоплива принимают на уровне 37,5 МДж/кг [22, 23], однако она может существенно отличаться, поэтому низшую теплоту сгорания дизельного биотоплива необходимо определять в каждом конкретном случае отдельно.

Для проверки адекватности полученных результатов выполнена проверка низшей теплотворной способности дизельного топлива и дизельного биотоплива, путем сжигания образцов топлива, которое использовалось во время проведения экспериментов в калориметрической бомбе. Исследования показали, что низшая теплотворная способность дизельного биотоплива меньше на 8,25 %, чем у дизельного топлива, что подтверждает адекватность полученных данных при проведении производственных испытаний работы трактора КИЙ-14102.

ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследования установлено, что нагрев дизельного биотоплива перед впрыском топлива в двигатель внутреннего сгорания целесообразно осуществлять в температурном диапазоне от 115 °С до 120 °С. Проведенные производственные испытания работы подтверждают эффективность применения полученного температурного диапазона нагрева дизельного биотоплива перед впрыском в цилиндр двигателя.

Таблица 1. Эксплуатационный расход топлива МТА базе трактора ЮМЗ-6АКЛ
Table 1. Operating fuel tractor units based tractor UMZ-6AKL

Вид операции	Тип топлива			Перерасход дизельного биотоплива, %
	Дизельное топливо	Дизельное биотопливо		
	Расход топлива, кг/га	Температурный диапазон нагрева, °С	Расход топлива, кг/га	
Сплошная культивация: ЮМЗ-6АКЛ + КПС-4	5,2	60–65	6,12	17,69
		110–125	5,69	9,4
Прикатывание посевов: ЮМЗ-6АКЛ + ЗККШ-6	1,43	40–55	1,69	18,18
		100–110	1,61	12,58

Таблица 2. Эксплуатационный расход топлива МТА базе трактора КИЙ-14102
Table 2. Operational fuel tractor units based tractor KIU-14102

Вид операции	Тип и расход топлива, кг/га		Перерасход дизельного биотоплива, %
	Дизельное топливо	Дизельное биотопливо	
Оранка: КИЙ-14102 + PRO-3	15,85	17,21	8,58
Дискование: КИЙ-14102 +БДВ-3	5,74	6,258	9,02
Посев: КИЙ-14102 + Great Plains-1,5	8,7	9,8	12,64

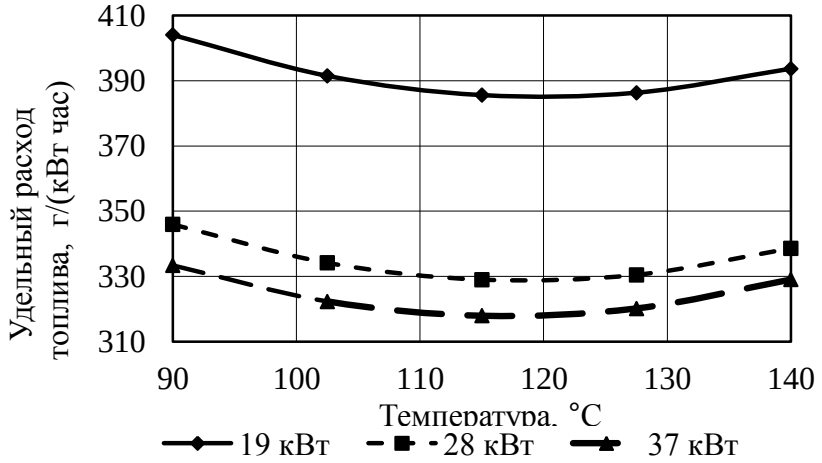


Рис. 3. Зависимость удельного расхода топлива от температуры нагрева при соответствующем нагрузке двигателя

Fig. 3. The dependence of the specific fuel consumption of the heating temperature at the appropriate engine load

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Alptekin E. 2009. Characterization of the key fuel properties of methyl ester–diesel fuel blends / E. Alptekin, M. Canakci // Fuel. – Vol. 88(1). – 75–80.

2. An experimental 2012. investigation into biodiesel stability by means of oxidation and property determination / M Shahabuddin, M. Kalam, H. Masjuki [and other] // Energy. – Vol. 44(1). – 616–622.

3. Demirbas A. 2006. Biodiesel production via non-catalytic SCF method and biodiesel fuel characteristics / A. Demirbas // Energy Conversion and Management. – Vol. 47(15). – 2271–2282.

4. Gumus M. A. 2010. Comprehensive experimental investigation of combustion and heat release characteristics of a biodiesel (hazelnut kernel oil methyl ester) fueled direct injection compression ignition engine / M. A. Gumus // Fuel. – – Vol. 89(10). – 2802–2814.

5. Heilig A. 2011. Spray Analysis and Comparision of Diesel and Biodiesel-Methanol Blends / A. Heilig, M. Kaiser, F. Dinkelacker // ILASS – Europe 2011: 24th Annual Conference on Liquid Atomization and Spray Systems. – Estoril. – 63–67.

6. Karabektas M. 2009. The effects of turbocharger on the performance and exhaustemissions of a diesel engine fuelled with biodiesel / M. Karabektas // Renewable Energy. – Vol. 34(4). – 89–93.

7. Karabektas M. 2008. The effects of preheated cottonseed oil methyl ester on the performance and exhaust emissions of a diesel engine / M. Karabektas, G. Ergen, M. Hosoz // Applied Thermal Engineering. – Vol. 28 (17). – 36–43.

8. Lee C. S. 2005. An experimental study on the atomization and combustion characteristics of biodiesel-blended fuels / C. S. Lee, S. W. Park, S. I. Kwon / Energy Fuels. – Vol. 19(5). – 2201–2208.

9. Mittelbach M. 2001. Long Storage Stability of Biodiesel Made from Rapeseed and Used Frying Oil / M. Mittelbach, S Gang // JAOCS. – Vol. 78. – 573–577.

10. Performance 2008. characteristics of a low heat rejection diesel engine operating with biodiesel / C. Hasimoglu, M. Ciniviz, I. Ozsert [and other] // Renewable Energy. – Vol. 33(7). – 09–15.

11. Potential 2013. of feedstock and catalysts from waste in biodiesel preparation / I Nurfitri, G. Pragas, N. Hindryawati [and other] // Energy Conversion and Management. – Vol. 74. – 395–402.

12. Quantifying 2009. the effects of biodiesel blend ratio, at varying ambient temperatures, on vehicle performance and emissions / C. D. Bannister, J. G. Hawley, H. M. Ali [and other] / SAE Technical Paper Series. – № 1. – 1893–2009.

13. Selim M. 2009. Reducing the viscosity of jojoba methyl ester diesel fuel and effects on diesel engine performance and roughness /

M. Selim // Energy Conversion and Management. – Vol. 50(7). – 1781–1788.

14. Sun X. 1994. Performance evaluation of low heat rejection engines / X. Sun, W. Wang, R. Bata // Transactions ASME. – 58–64.

15. Tan Y. H. 2015. The potential of waste cooking oil-based biodiesel using heterogeneous catalyst derived from various calcined eggshells coupled with an emulsification technique: A review on the emission reduction and engine performance / Y. H. Tan, M. O. Abdullah, C. N. Hipolito // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – – Vol. 47. – 589–603

16. Van Damme S. 2014. Comparison of Biodiesel Production Scenarios with Coproduction of Triacetin According to Energy and GHG Emissions./ S. Van Damme, S. Bram, F. Contino // Energy Procedia. – Vol. 61. – 1852–1859.

17. Shulyak M. L. 2012. Pidvy`shhennya efekty`vnosti mashy`nno-traktorny`x agregativ z vy`kory`stannyam biody`zel`ny`x paly`v: avtoref. dy`s. na zdobuttya nauk. stupenya kand. texn. nauk: specz. 05.05.11 «Mashy`ny` i zasoby` mexanizaciyi sil`s`kogospodars`kogo vy`rob-ny`cztva». – Xarkiv. – 20.

18. Semenov V. G. 2002. Analiz pokazny`kiv roboty` dy`zeliv na naftovy`x i al`ternaty`vny`x paly`vax rosly`nnogo poxodzhennya / V. G Semenov // Visny`k Nacional`nogo texnichnogo universy`tetu «XPI»: Zbirka nauk. pracz`. Xarkiv: NTU «XPI». – # 3. – 177–197.

19. Dunn R. O. 2009. Effects of minor constituents on cold flow properties and performance of biodiesel / R. O. Dunn //Progress in Energy and Combustion Science. – –Vol. 35. – 481–489.

20. Razlejcev N.F. 1980. Modely`rovany`e y` opty`my`zacy`ya processa sgorany`ya v dy`zelyax. – Xar`kov: Vy`shha shkola. – 169.

21. Sharoglazov B. A. 2004. Dvy`gately` vnutrennego sgorany`ya: teory`ya, modely`rovany`e y` raschët processov: uchebny`k / B. A. Sharoglazov, M. F. Farafontov, V. V. Klement`ev // – Chelyaby`nsk: YuurGU. – 344.

22. Al`ternaty`vnыe 2012. dy`zel`nыe toply`va / V. Poly`shhuk, V. Dubrovy`n, A. Poly`shhuk // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin. – T. 14. – 20–31.

23. Zaxarchuk V. 2010. By`ody`zel`noe toply`vo na osnove y`zopropy`lovыx efy`rov rapsovogo masla / V. Zaxarchuk, V. Tkachuk // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin. – T. 12. – 188–193.

SUBSTANTIATION HEATING TEMPERATURE PRIOR TO INJECTION OF BIODIESEL IN DIESEL INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Summary. It is proved the effective temperature of heating of diesel biofuel before its injection in the cylinder of a diesel internal combustion engine on the basis of minimization its specific fuel consumption at various loading. For check of adequacy of the received results check of the lowest calorific ability of diesel fuel and diesel biofuel, by burning of samples of fuel which was used during experiments in a calorimetric bomb is executed. Researches showed that the lowest calorific ability of diesel biofuel is 8,25% less, than at diesel fuel that confirms adequacy of the obtained data when carrying out production tests of work of the KIY-14102 tractor. As a result of carried out researches it is established that it is expedient to carry out heating of diesel biofuel before injection of fuel in an internal combustion engine in the temperature range from 115 °C to 120 °C. The carried-out production tests of work confirm efficiency of use of the received temperature range of heating of diesel biofuel before injection in the engine cylinder.

Key words: biodiesel fuel, heating, fuel consumption.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЕРОЯТНОСТИ БЕЗОТКАЗНОЙ РАБОТЫ СРЕДСТВ ДЛЯ ПРИГОТОВЛЕНИЯ И РАЗДАЧИ КОРМОВ КАК СИСТЕМ «ЧЕЛОВЕК-МАШИНА»

Андрей Новицкий

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины
Ул. Героев Обороны, 15, г. Киев, Украина. E-mail: novitskiyav@ukr.net

Andrey Novitskiy

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Str. Heroiv Oborony, 15, Kiev, Ukraine. E-mail: novitskiyav@ukr.net

Аннотация. Разработана стохастическая модель и проведен анализ средств для приготовления и раздачи кормов. Получена аналитическая зависимость для определения вероятности безотказной работы системы в период ухудшения технического состояния машины и снижения профессионального и психофизиологического уровня оператора. Исходя из проведенных исследований установлено, что вероятность безотказной работы средств для приготовления и раздачи кормов, как сложных технических систем «Человек - Машина», для периода «старения» машины и снижении профессионально-психофизиологического уровня оператора, при накоплении повреждений описывается нелинейной функцией. График объединения функций вероятности безотказной работы в зависимости от интенсивности отказов и интенсивности восстановлений системы дает возможность прогнозировать надежность машин.

Ключевые слова: машина, система, надежность, безотказность, оператор, отказ, восстановление.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

В последние десятилетия, во всех развитых странах для приготовления и раздачи кормов широко используются средства для приготовления и раздачи кормов (СПРК), которые представляют собой бункеры различной емкости на колесном ходу, оснащенные внутри шнеками с измельчающими рабочими органами [1, 10].

Они также оснащены компьютерными и взвешивающими устройствами, которые позволяют быстро изменять кормовые рационы, в соответствии с установленными зоотехническими нормами. СПРК измельчают и смешивают компоненты кормов (сено, солому, силос, сенаж, комбикорма и др.) и нормировано раздают полнорационные кормовые смеси животным.

При использовании СПРК сокращаются расходы основных кормов на 19-27%, расходы на механизацию операций по подготовке и раздаче кормов по сравнению с раздельной раздачей уменьшаются на 35-42%, а производительность животных (удои молока и привесы живой массы) возрастают до 30% [18].

Надежность СПРК, как сложных технических систем «Человек - Машина» (СТС «ЧМ») зависит не только от совершенства их конструкций, но и от профессионального уровня операторов машины и обслуживающего персонала, которые управляют этими машинами, проводят их техническое обслуживание и ремонт [13, 14, 23].

Нестабильность условий эксплуатации, снижение влияния ремонтно-обслуживающей базы на поддержку СПРК в работоспособном состоянии и ухудшение их технического состояния, профессиональный и психофизиологический уровень операторов существенно затрудняют оценку количественных показателей надежности этих машин.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

В последние годы на машиностроительных предприятиях Украины начато производство современных СПРК. Это: ПАО

«Брацлавский завод сельскохозяйственных машин», ПАО «Уманьферммаш» и ПАО «Галещина Машзавод» [1]. Уровень надежности отечественных СПРК, в значительной степени, достигается благодаря использованию основных узлов и агрегатов от ведущих мировых производителей из стран Евросоюза и США [1, 10]. Но, как показывают исследования, попытки создать отечественные СПРК на уровне лучших зарубежных образцов закончились мелкосерийным производством. В этой ситуации аграрные производители вынуждены покупать импортные средства для приготовления, смешивания и раздачи кормов, которые характеризируются большей балансовой стоимостью, чем отечественные, не всегда адаптированы к местным условиям использования, являются более затратными в эксплуатации.

В последние годы в научных статьях проводится сравнительный анализ функциональных раздатчиков-смесителей с различными рабочими органами и структурными схемами операций, рассматриваются направления дальнейшего совершенствования их конструктивных решений [1, 10]. Но вместе с тем, как показывает анализ теоретических и практических работ, в них уменьшилось количество исследований, которые были бы связаны с проблемой оценки и обеспечения надежности СПРК, а тем более с обеспечением работоспособности стареющих машин и оборудования для приготовления кормов и раздатчиков кормов [19].

На решение рассмотренных проблем направлены многие научные работы. В последние годы, в научных изданиях Украины и стран ближнего зарубежья появились исследования [3-5, 8 18], в которых рассматриваются вопросы обеспечения надёжности техники, как сложных технических систем. Заслуживают на внимание научные работы в которых рассмотрены ситуации, когда одновременно меняются, как технический уровень машин, так и потенциальные возможности ремонтно-обслуживающей базы аграрных предприятий [4, 12, 21, 22].

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью представленной статьи является проведение теоретических и практических исследований, посвященных выявлению закономерностей для определения вероятности безотказной работы СПРК, как СТС «ЧМ», уровень надежности которых зависит от интенсивностей отказов и восстановлений.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

СПРК эксплуатируется в сложных условиях воздействия внешней среды, внутренней среды помещений в которых функционируют, нагрузок при выполнении технологических процессов. Наиболее напряженным периодом работы СПРК на протяжении года является период стойлового содержания животных. Он характеризуется различными погодными условиями, изменением в широких пределах температуры и влажности.

Условия эксплуатации СПРК усложнены высоким содержанием в воздухе пыли. Дополнительно на механизмы влияют силовые и вибрационные нагрузки, обусловленные работой непосредственно СПРК и других машин и оборудования, которое используется на площадках для хранения кормов и непосредственно в помещениях ферм. Выполнение работ с погрузки, измельчения и смешивания кормов, приготовления кормовых смесей и дозированная раздача предусматривают вероятность случайной взаимодействия рабочих органов СПРК с твердыми включениями. Для предотвращения возможных повреждений механизмов, в их конструкциях предусмотрены различные защитные устройства, которые должны срабатывать при перегрузках, возникающих в результате неравномерной подачи или более допустимого количества составляющих кормов при погрузке, измельчения и смешивания, или нарушение режимов работы средства.

Но кроме рассмотренных выше, условия работы СПРК также характеризуются высоким воздействием агрессивной среды, что является причиной коррозии. Влияние коррозии объясняется не только взаимодействием деталей с травяным и кукурузным силосом, но и кормовыми добавками с высоким содержанием воды, такими как пивная дробина и картофельная мезга. Условия эксплуатации СПРК в помещениях животноводческих ферм осложненные высоким содержа-

нием в воздухе влаги, аммиака и углекислоты.

При функционировании средств возможны внезапные аварийные повреждения рабочих органов, особенно при попадании вместе с составляющими кормов посторонних твердых предметов. Кроме того, аварийные повреждения могут возникнуть и в результате усталостного действия циклических нагрузок, или перегрузок обусловленных неравномерной подачей составляющих кормов. Внезапные (аварийные) повреждения характеризуются разной интенсивностью их проявления и, к сожалению, занимают немалое место среди причин выхода из строя рабочих органов СПРК. В практике эксплуатации СПРК встречаются отказы, которые связаны с различного рода отказами привода механизмов загрузки кормов, измельчения-смешивания и выгрузки кормовой смеси. В период эксплуатации были зафиксированы отказы в результате не герметичности гидравлической аппаратуры и редуктора, отказа подшипниковых узлов механизмов привода, причиной которых были перегрузки, подтекание масла в местах соединения гидравлических рукавов и гидравлических цилиндров.

Следует отметить, что детали и узлы СПРК изнашиваются с разной интенсивностью. Объясняется это тем, что детали и узлы изготавливаются из различных материалов, имеют разную износостойкость и нагрузки при эксплуатации. Например, активные рабочие органы (ножи, шнеки, мешалки и другие), несут большую нагрузку, чем пассивные (опорные плиты, рамы, корпуса и другие).

В значительной степени именно с особенностями конструкции связанны отказы СПРК с разным типом привода смешивающих рабочих органов. Конструкции СПРК можно разделить на машины с горизонтальным и вертикальным расположением смешивающих рабочих органов.

Смесители-раздатчики горизонтального типа по сравнению с теми, что относятся к вертикальному типу, лучше измельчают и смешивают компоненты корма и обеспечивают более высокую равномерность раздачи смеси. Но вместе с тем, горизонтальные смесители имеют очень небольшой дорожный просвет, что затрудняет их использование на неупорядоченных фермах, в помещениях ферм, построенных не по типовым проектам, и при эксплуатации на грунтовых дорогах.

Следует отметить, что СПРК горизонтального типа очень чувствительны к посторонним включениям из-за маленьких зазоров между режущими и противорежущими элементами. Камни, куски строительных материалов и другие посторонние предметы, попадающие с кормами в бункеры машин, приводят к серьезным поломкам, на устранение которых потребуется много времени и средств.

Решая задачу повышения надежности СПРК, часто рассматривают их надежность в целом, что затрудняет поиск скрытых резервов в отдельных их механизмах. Для обеспечения необходимого уровня надежности всего СПРК, необходимо использование дополнительных мер в виде применения необходимых технических и организационных работ, ориентируясь на соответствующие исследования.

В конструкциях механических приводов СПРК необходимо использовать антикоррозионные, износостойкие и термостойкие материалы повышенной прочности, а также защитные покрытия и уплотнения. Такому анализу и доработке должен подвергаться тот механизм СПРК, или тот рабочий орган, который не обеспечивает надежность технологического процесса работы.

Долговечность составных частей механизмов СПРК следует доводить до уровня, не превышающего его среднего значения. Необходимо обеспечить, чтобы ресурс низко ресурсных запасных частей, был равным нормативному сезонному ресурсу агрегата, а остальных - кратным ему, чтобы не вызывать остановок машины в период использования по назначению.

Проблеме определения вероятности безотказной работы СТС «ЧМ», которыми являются СПРК в условиях старения техники и снижения профессионального и психофизиологического уровня оператора, посвящено исследование [19], автором представлена стохастическая модель состояний и переходов СТС «ЧМ» при накоплении отказов (рис. 1). Для системного анализа надежности СПРК, как СТС «ЧМ» с использованием ма-

тематического аппарата марковских случайных процессов, в работах профессоров И.А. Ушакова, В.И. Нечипоренко [16, 24, 25] предложено введение дополнительных фиктивных состояний. В результате таких преобразований усложняется граф состояний и переходов, однако упрощается математический аппарат их расчета и прогнозирования надежности.

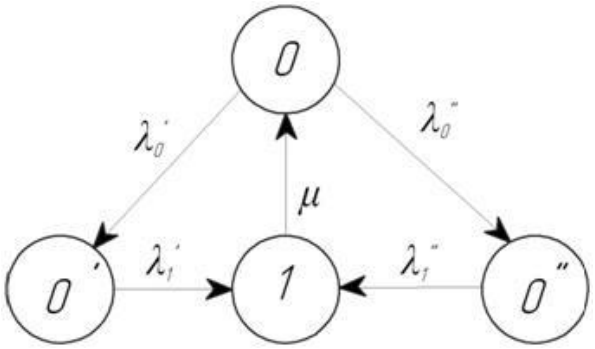


Рис. 1. Граф состояний и переходов сложной технической системы «Человек-Машина»

Fig. 1. Graphic representation of the states and transitions of the «Human - Machine»

Проведем анализ представленного графа состояний СПРК: «0»- состояние, которое характеризирует готовность системы к работе, «1» - неработоспособное состояние (устранение отказов, возникших при снижения работоспособности оператора и устранения отказов в следствии «старения» машины), «$0'$» - промежуточное (фиктивное состояние) снижение работоспособности оператора, «$0''$» - промежуточное (фиктивное состояние) «старение» машины, $\lambda_0', \lambda_0'', \lambda_1', \lambda_1''$ - интенсивности отказов, μ - интенсивность восстановления.

После ряда преобразований получена аналитическая зависимость для определения вероятности безотказной работы СПРК в любой момент времени *t* при накоплении повреждений. Представленная зависимость для определения вероятности безотказной работы СПРК включает три составляющих, первая из которых характеризует условие $t = \infty$. После преобразований, зависимость для определения вероятности безотказной работы СТС «ЧМ» примет следующий вид [19]:

$$P_0(t) = \frac{\lambda_1'\lambda_1'' + \lambda_1''\mu + \lambda_1'\mu}{\lambda_0'\lambda_1' + \lambda_0''\lambda_1' + \lambda_1'\lambda_1'' + \lambda_1''\mu + \lambda_1'\mu + \lambda_0''\mu + \lambda_0'\mu}.$$

В соответствии с поставленной задачей необходимо рассмотреть составляющие СТС «ЧМ» СПРК «Машина» и «Человек-оператор», которые в процессе работы теряют работоспособность и переходят в неработоспособное состояние. То есть, для «Человека-оператора» - это состояние, когда он не может своевременно устранить отказ, обеспечить работоспособность СТС «ЧМ», недостаточно подготовлен для выполнения своих служебных обязанностей, не повышает свой профессиональный уровень и квалификацию. Вторая составляющая «Машина» также теряет работоспособность из-за отсутствия: своевременного и в полном объеме проведения технического обслуживания и ремонта, качественного устранения неисправностей и отказов, достаточного обеспечения инструментами и ремонтно-технологическим оборудованием, качественными запасными частями и материалами, нормативно-технической и конструкторской документацией.

Нами проведены исследования работы СПРК в условиях эксплуатации в Киевской области на протяжении 2012 - 2014 годов. За установленный период фиксировались наработка на отказ и среднее время восстановления работоспособности машин, рассчитывались интенсивности отказов и интенсивности восстановлений. Используя аналитическую зависимость (1), значения интенсивностей отказов и интенсивностей восстановлений, которые были получены в условиях производства, нами проведены исследования динамики изменения вероятности безотказной работы СПРК.

Полученные за результатами экспериментальных исследований графические зависимости динамики изменения вероятности безотказной работы системы СПРК от интенсивности отказов составляющих «Машина» и «Человек-оператор» представлены на рис. 2.

Анализ динамики изменения вероятности безотказной работы СПРК от интенсивностей отказов показывает, что большим значением характеризуется составляющая «Машина», а составляющая «Человек-оператор», соответственно, меньшим. Установлено, что в пределах 150…350 ч. работы СТС СПРК, что соответствует интенсивно-

сти отказов 0,0025…0,0075 1/ч., вероятность безотказной работы оператора будет уменьшаться от 0,78 до 0,71. В тот же период вероятность безотказной работы машины будет изменяться от 0,91 до 0,83. Динамические характеристики надежности размеченного графа состояний представляют полезный материал в отношении выбора рационального направления исследований по обеспечению надежности СТС СПРК.

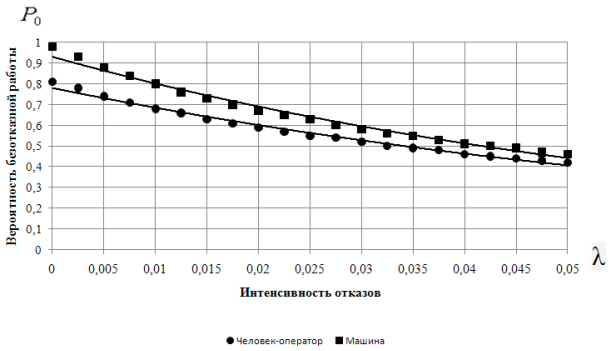


Рис. 2. График зависимости вероятности безотказной работы системы от интенсивности отказов человека-оператора и интенсивности отказов машины

Fig. 2. Dependence of failure-free work of the system from failure rate of a human operator and the failure rate of the machine

Практический интерес при обеспечении необходимого уровня надежности СТС «ЧМ» СПРК имеет определение вероятности восстановления, которое также зависит от интенсивностей отказов и интенсивностей восстановлений, как составляющих «М» и «Ч» системы. Важным показателем при оценке надежности СТС СПРК является зависимость вероятности безотказной работы не только от интенсивности отказов, но также от интенсивности восстановлений составляющих «Ч» и «М» (рис. 3). То есть, рассматриваются две функции – готовности и восстановления, которые теоретически описывают схему поддержания работоспособности системы.

Решая задачу повышения надежности СПРК, часто рассматривают их надежность в целом, что затрудняет нахождение скрытых резервов в отдельных их агрегатах и механизмах. Для обеспечения необходимого уровня надежности всей машины, необходимо использование дополнительных мер в виде применения необходимых технических и организационных работ, ориентируясь на соответствующие исследования.

В конструкциях механических приводов СПРК необходимо расширить использование антикоррозионных и термоустойчивых материалов повышенной прочности. Рекомендуется также обратить внимание на защитные покрытия бункера, уплотнения элементов гидравлической системы и редукторов. Особое внимание следует обратить на контроль состояния ножей, шнеков, мешалок, соответствие их техническим условиям и повышение их долговечности.

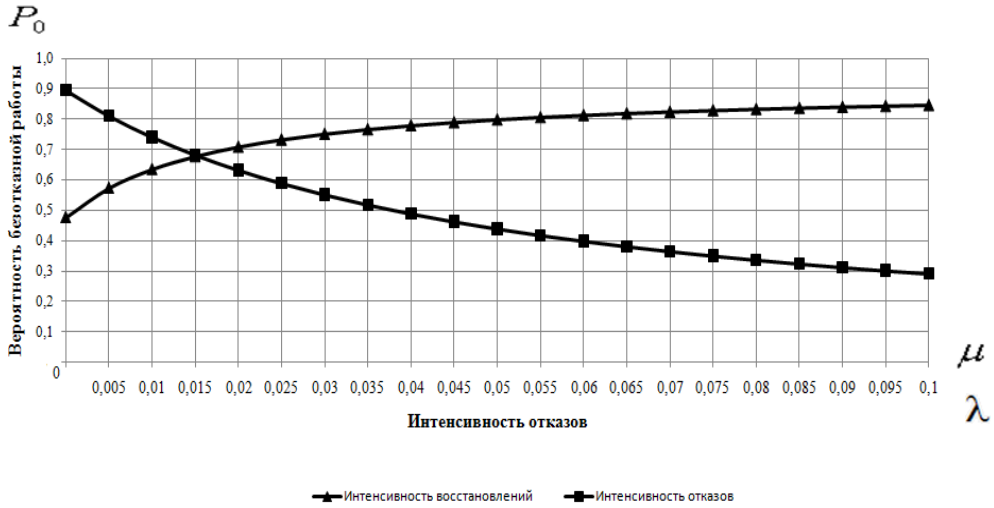


Рис. 3. График зависимости вероятности безотказной работы системы от интенсивностей отказов и восстановлений человека-оператора и машины

Fig. 3. Depend of the probability of failure-free human operator of the system the intensity of failures and restorations

С усложнением гидравлических, электронных и мехатронных систем современных СПРК, важными и неотложными становятся исследования, направленные на выявление профессионально важных качеств персонала (ПВК). С целью устранения указанных недостатков и повышения ПВК операторов машин, как составляющих СТС «ЧМ», можно использовать методику комплексного подхода для оценки работы персонала [17]. Среди основных причин ошибок операторов СПРК можно выделить следующие: неудовлетворительная подготовка и низкая квалификация, нарушение персоналом последовательности и объёмов работ с ТО и ремонта, неудовлетворительные условия работ, связанные с низким уровнем обеспечения приспособлениями для ТО и ремонта, нарушение правил и норм техники безопасности и охраны труда, недостаточная мотивация труда персонала. Результаты анкетирования показали, что большинство опрошенных операторов машин имеют среднее значение ПВК.

ВЫВОДЫ

1. Исходя из проведенных исследований установлено, что вероятность безотказной работы средств для приготовления и раздачи кормов, как сложных технических систем «Человек – Машина», для периода «старения» машины и снижении профессионально-психофизиологического уровня оператора, при накоплении повреждений описывается нелинейной функцией.

2. График объединения функций вероятности безотказной работы в зависимости от интенсивности отказов и интенсивности восстановлений системы дает возможность прогнозировать надежность машин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Analiz 2012. vitchyznianykh zasobiv dlia pryhotuvannia i rozdavannia kormiv / Novytskyi A.V., Karabyn'osh S.S., Chmil V.M., Komornyi O.M. // Mykolaiv: MDAU, Materialy USh Mizhnarodnoi konferentsii molodykh vchenykh, aspirantiv i studentiv «Perspektyvna tekhnika i tekhnolohii 2012». – 96–101.

2. Boiko A. I. 2014. Matematychne modeliuvannia staniv i perekhodiv rizhuchykh elementiv soshnykiv priamoho posivu pid diieiu zovnishnikh faktoriv seredovyscha. / A.I. Boiko, I. S. Pavliuchenko // Mekhanizatsiia silskohospodarskoho vyrobnytstva : Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. – Kharkiv : KhNTUSH im. Vasylenka, – Vyp. 148. – 32–37.

3. Boiko A.I. 2013. Matematychne modeliuvannia systemy «liudyna-mashyna» pry nakopychenni vidmov/ A.I. Boiko, A.V. Novytskyi // Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. – Kharkiv, KhNTUSH, – Vyp. 134. – 75–79.

4. Boyko A.I. 2010. Ustanovlenie funktsii vosstanovleniya podsistem zernouborochnyih kombaynov v usloviyah razvitiya sferyi tehnicheskogo obsluzhivaniya / A.I. Boyko, K.N. Dumenko // Vestnik LNAU. Agroinzhenernyie issledovaniya – Lvov. – T.1, № 14. – 12–20.

5. Boyko A.I. 2013. Grafoanaliticheskiy analiz sostoyaniy i perehodov v vozmozhnyie sostoyaniya aktivno rezerviruemoy tehnicheskoy sistemyi / A.I. Boyko, O.V. Bondarenko, V.M. Savchenko // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin. – Vol. 15, No 4, – 231 – 235.

6. Doroshenko T.M. 2009. Stimulyuvannya profesiynogo rozvitku pratsivnikiv v sistemi strategichnogo rozvitku pidpremstva / T.M. Doroshenko // Zbirnik naukovih prats Kirovogradskogo natsionalnogo tehnichnogo universitetu. serIya: ekonomichni nauki. – Kirovograd. – №15. – 258–264.

7. Druzhinin G.V. 1977. Nadyozhnost avtomatizirovannyih sistem / G.V. Druzhinin. Izd. 3-e pererab. i dop. – M., «Energiya». – 536.

8. Dzherald Sandler. 1966. Tehnika nadezhnosti sistem / S. Dzherald, per. s angl. A.L. Raykina. Seriya «Teoreticheskie osnovyi tehnicheskoy kibernetiki». – M., Mir. – 300.

9. Ena T.A. 2010. Profesiyno vazhlivi yakosti dispetcheriv energosistem / T.A. Ena, V.V. Kalnish / Ukrayinskiy zhurnal z problem meditsini pratsi. – № 4 (24). – 11–20.

10. Khmel'ovskyi V.S. 2009. Klasyfikatsiia bahatofunktsionalnykh rozdavachivzmishuvachiv / V.S. Khmel'ovskyi, O.M. Pylypenko, O.M. Achkevych // Visnyk Kharkivskoho Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni Petra Vasylenka. – Kharkiv. – Vypusk 79. – 286–294.

11. Kostikov V.A. 2008. Nadezhnost thenicheskih sistem i tehnogennogo riski / V.A. Kostikov. – M., MGTUGA, – 136.
12. Kozachenko O.V. 2010. Perspektivi rozvitku tehnichnogo obslugovuvannya i remontu mashin / O.V. Kozachenko // Visnik HNTUSG Im. Petra Vasilenka. – HarkIv, HNTUSG. – Vip. 94. – 3–8.
13. Khramtsov N.V. 1989. Nadezhnost' otremontyrovannыkh avtotraktornыkh dvyhateley / N.V. Khramtsov // M.: Rosahropromyzdat. – 159.
14. Lehman S.D. 2011. Metodologiya doslidzhennya nebezpechnih protsesiv pri funktsionuvannI ergativnih sistem agrarnogo virobnitstva / S.D. Lehman, M.V. PanfIlova // TehnIka ta energetika APK: zbirnik naukovih prats NUBIPU. – K.: NUBIPU. – Vip. 166, ch. 1. – 294–301.
15. Makrinova E.I. 2012. Metodika kompleksnoy otsenki upravlencheskogo personala v organizatsiyah potrebitelskoy kooperatsii / E.I. Makrinova, M.G. Muhina / Ekonomicheskie nauki. Fundamentalnyie issledovaniya. – – № 3. – 696–701.
16. Nechiporenko V.I. 1977. Strukturnyiy analiz sistem (effektivnosti i nadezhnosti) / V.I. Nechiporenko. – M.: Sovetskoe radio. – 211.
17. Novytskyi A.V. 2014. Formyrovanye professyonalno vazhnыkh kachestv ynzhenernotekhnycheskoho personala pry obsluzhyvanyy selskokhoziaistvennoi tekhnyky / A.V. Novytskyi, V.Y. Melnyk, M.S. Bylous // Sbornyk nauchnikh trudov SWorld, 18 – 30 Marta. – Tekhnycheskye nauky, Tom 3. – Yvanovo. – 63–67.
18. Novytskyi A.V. 2014. Monitorynh zabezpechennia silskohospodarskykh pidpryiemstv tekhnikoiu dlia kormo vyrobnytstva / A.V. Novytskyi, V.O. Solomka, O.V. Solomka. – Naukovyi visnyk NUBiPU. – Seriia: tekhnika ta enerhetyka APK. – K. – Vyp. 196, ch. 1. – 376–382.
19. Novytskyi A.V. 2014. Yssledovanye nadëzhnosty slozhnыkh tekhnycheskykh system «chelovek-mashyna» metodom hrafov / A.V. Novytskyi // Motrol, motoryzacia i energetyka rolnictwa motorization and power industry in agriculture. – Lublin. – Vol. 16, # 3. – 96–102.
20. Ostreykovskiy V.A. 2003. Teoriya nadYozhnosti: uchebnoe posobie / V.A. Ostreykovskiy. – M.: Vyissh. Shk, – 463.
21. Rogovskiy I.L. 2013. Metodologiya tehnichnogo obslugovuvannya silskogospodarskih mashin / I.L. Rogovskiy, O.V. Dubrovina // Tehnika ta energetika APK: zbirnik naukovih prats NUBIPU. – K.: NUBIPU, – Vip. 185, ch. 2. – 372–379.
22. Rohovskyi I.L. 2014. Inzhenernyi monitorynh v mezhakh pravovoho rehuliuvannia innovatsiinoi polityky APK Ukrainy u vykorystanni bioresursiv // I.L. Rohovskyi. Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. Seriia: tekhnika ta enerhetyka APK. – K. – Vyp. 196, ch. 1. – 387–393.
23. Shtutman P.L. 2009. Teoretiko-metodichnI zasadi rozrobki modeli kompetentsiy personalu / P.L. Shtutman // Zbirnik naukovih prats Kirovogradskogo natsIonalnogo tehnichnogo universitetu. serIya: ekonomichni nauki. – Kirovograd, – № 15. – 40–44
24. Ushakov I.A. 1985. Nadyozhnost tehnicheskih sistem. Spravochnik / I.A. Ushakov. – M.: Radio i svyaz. – 606.
25. Ushakov I.A. 2008. Kurs teorii nadYozhnosti sistem: uchebnoe posobie dlya vuzov / I.A. Ushakov. – M.: Drofa, – 239.

DEFINITION INFALLIBILITY COMPLEX MACHINES FOR THE PREPARATION AND DISTRIBUTION OF FEED SYSTEM «HUMAN-MACHINE»

Summary. The stochastic model is developed and the analysis of means for preparation and distribution of forages is carried out. Analytical dependence for definition of probability of no-failure operation of system during deterioration of technical condition of the machines and decrease in professional and psychophysiological level of the operator is received. Proceeding from the conducted researches it is established that probability of trouble-free work of means for preparation and distribution of forages as difficult technical systems "The Person — the Machines", for the period of "ageing" of the machines and decrease in professional and psychophysiological level of the operator, at accumulation of damages it is described by nonlinear function. The schedule of association of functions of probability of no-failure operation depending on failure rate and intensity of system recoveries gives the chance to predict reliability of machines.
Key words: machine, system, reliability, infallibility, human, failure, restoration.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНСТРУКЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА

Виктор Пришляк, Виталий Яропуд

Винницкий национальный аграрный университет
Ул. Солнечная, 3, Винница, Украина. E-mail: agrmach@i.ua

Viktor Pryshliak, Vitaly Yaropud

Vinnytsia National Agrarian University
Str. Solnechnaya, 3, Vinnitsa, Ukraine. E-mail: agrmach@i.ua

Аннотация. На основе исследований влияния параметров микроклимата на физиологическое состояние животных установлено, что на их производительность большое влияние оказывает воздухообмен и температура воздуха в помещении для их содержания. Постоянно растущая стоимость энергоносителей усложняет ситуацию и обостряет проблему внедрения энергосберегающих технологий, а также актуализирует хозяйственную проблему снижения удельных энергозатрат на производство продукции животноводства. Для достижения максимальной продуктивности животных, воздухообмен и температуру воздуха в животноводческих помещениях целесообразно обеспечить, с энергетической точки зрения, воздушными кожухотрубными теплоутилизаторами, использование которых позволяет экономить энергию, которая необходима для нагрева воздуха в помещениях.

Теоретические исследования процесса тепломассообмена в воздушных кожухотрубных теплоутилизаторах показали, что существующие математические модели не в полной мере описывают указанный процесс, через принятые допущения и упрощения.

В результате экспериментальных исследований получена математическая модель влияния длины воздуховода, объемного расхода воздуха, температуры воздуха во внешней среде на полезную тепловую мощность разработанного трехтрубного теплоутилизатора при заданных его геометрических параметрах. В процессе экспериментальных исследований установлены оптимальные значения конструкционно-технологических параметров трехтрубного теплоутилизатора, при которых его полезная тепловая мощность максимальна.

Оптимизация результатов теоретических исследований позволила определить зависимости конструкционных параметров теплоутилизатора (длины и радиусов воздуховодов) от объемного расхода воздуха, проходящего через него при условии наибольшей полезной тепловой мощности (при температуре окружающей среды $T_c = 0°C$).

Ключевые слова: трехтрубный модуль, среда, воздух, мощность, воздуховод, теплота, теплоутилизатор, температура.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Эффективность животноводства напрямую зависит от условий содержания животных, в которых обеспечение оптимального микроклимата имеет чрезвычайно важное значение. Так продуктивность животных на 10-30% определяется микроклиматом помещений. К основным показателям микроклимата относят: температуру T, относительную влажность воздуха W, %, химический состав воздуха (содержание углекислого газа CO_2, аммиака NH_3, сероводорода H_2S), наличие в воздухе пыли (механическое загрязнение) и микроорганизмов (биологическое загрязнение), скорость v, м/с, и направление движения воздуха, освещения [1]. Воздушный режим нарушается при дыхании животных (выделение тепла, влаги, углекислого газа и т.п.), а также в результате испарений от навоза. Среди факторов загрязнения, более всего влияют на развитие животных – газы (углекислый газ, аммиак, сероводород), а также такие факторы, как влага и тепло.

Отклонение параметров микроклимата от физиологически обусловленных норм ослабляет резистентность животных к заболеваниям, вызывает отход до 40% молодняка, снижение на 10-20% надоя молока, уменьшение до 30% прироста массы на откорме, настриг шерсти до 20%, требует дополнительных затрат кормов и средств на лечение. Ухудшение микроклимата сокращает также срок эксплуатации животноводческих помещений и их технологического оборудования [2].

Зоотехнические и санитарно-гигиенические требования по созданию микроклимата сводятся к тому, чтобы все его показатели находились в пределах, определенных нормами технологического проектирования помещений для содержания животных [3, 4, 5, 6, 7, 8]. Следует подчеркнуть важность соблюдения стабильности уровня показателей микроклимата. Особенно пагубно сказывается резкое нарушение режимов. Если отклонения от оптимальных норм по тем или иным показателем сопровождается преимущественно снижением продуктивности животных, то резкое колебание режимов (например, температурного) часто является причиной заболевания и падение поголовья животных, прежде всего молодняка [9, 10].

В свою очередь обеспечения оптимального микроклимата в животноводческих помещениях связано со значительными затратами тепловой и электрической энергии, на что тратится до 15% средств производителей. Постоянно растущая стоимость энергоносителей усложняет ситуацию и обостряет проблему внедрения энергосберегающих технологий, а также актуализирует хозяйственную проблему снижения удельных энергозатрат на производство продукции животноводства.

Для достижения максимальной продуктивности животных, микроклимат в животноводческих помещениях целесообразно обеспечить, с энергетической точки зрения, воздушными теплоутилизаторами, использование которых позволяет экономить энергию, которая необходима для нагрева воздуха в помещениях [11].

Учитывая технологические условия воздуха в животноводческих помещениях (значительная запыленность – до 6 мг/м^3, высокая влажность – до 80%, наличие высокой концентрации агрессивных компонентов – аммиака до 20 мг/м^3, сероводорода – до 10 мг/м^3, углекислого газа – до 0,28%) і результаты анализа конструкций теплоутилизаторов было выявлено, что по санитарно-гигиеническим и эксплуатационным показателям, высокой энергетической эффективности и низкой стоимости конструкции наиболее подходящими для системы вентиляции являются теплоутилизаторы типа «труба в трубе» [11].

На сегодняшний день существует огромное количество конструкций кожухотрубных теплоутилизаторов [11, 12] и соответствующие исследования их конструкционно-технологических параметров [13, 14, 15]. Однако, в этих работах мало внимания уделено оптимизации режимных параметров трехтрубных концентрических теплоутилизаторов.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Общими вопросами развития материально-технической базы сельскохозяйственного производства, в том числе и усовершенствованием механизированных процессов в животноводстве посвящено ряд научных работ, в том числе [16, 17, 18, 19].

В результате теоретических исследований [20], разработана математическая модель процесса теплопередачи в трехтрубном концентрическом теплоутилизаторе с учетом явления конденсации в нем, которое позволяет определять распределение температур воздушных потоков по его длине и его тепловую мощность.

Оптимизация результатов теоретических исследований позволила определить зависимости конструкционных параметров теплоутилизатора (длины L и радиусов r_1, r_2, r_3 воздуховодов) от объемного расхода воздуха, проходящего через него при условии наибольшей полезной тепловой мощности: $L = 14{,}776 \cdot V + 3{,}7335$, $r_3 = 0{,}3619 \cdot V + 0{,}1523$, $r_1 = 0{,}343 \cdot r_3$, $r_2 = 0{,}686 \cdot r_3$ (при температуре окружающей среды $T_c = 0°C$).

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Проверить правильность сделанных в ходе теоретических исследований выводов и обосновать рациональные конструкционно-режимные параметры трехтрубного теплоутилизатора.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

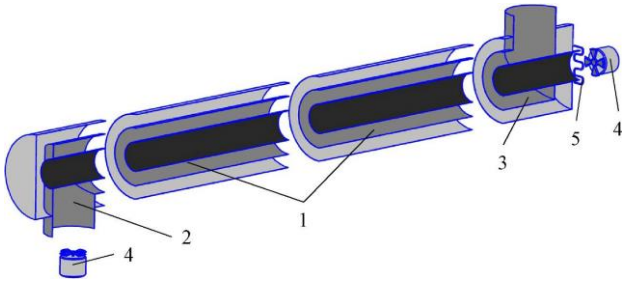
Для реализации экспериментальных исследований изготовлено универсальный стенд, технологическая схема и общий вид которого представлены на рис. 1.

Универсальный экспериментальный стенд для определения рациональных конструкционно-режимных параметров трехтрубного теплоутилизатора состоит из набора трехтрубных модулей, угловых модулей помещения и внешней среды, вентилятора и нагревательного элемента. Учитывая теоретические исследования [20], были приняты следующие конструктивные параметрами трехтрубного модуля: длина L_M = 1 м, диаметр внешней трубы D_M = 0,4 м, диаметр средней трубы D'_M = 0,274 м, диаметр внутренней трубы D''_M = 0,138 м, толщина стенки трубы δ_M = =0,0005 м.

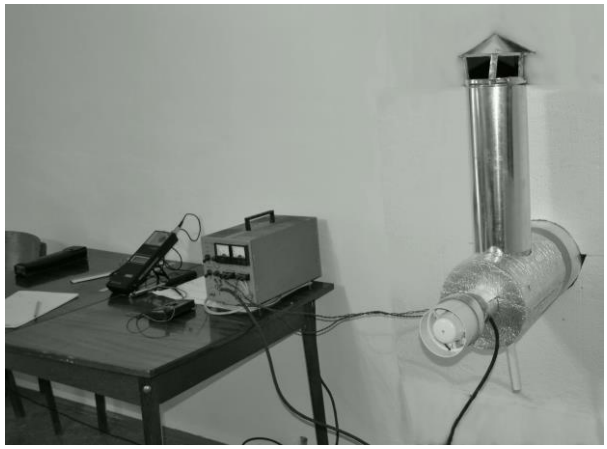
Во время прохождения наружного воздуха через разработанный теплоутилизатор, он взаимодействует со стенками трубы и нагревается, отбирая при этом тепловую энергию из потока воздуха, поступающего из помещения, поэтому, в качестве критерия оптимизации была выбрана полезная тепловая мощность, которая определяется формулой:

$$\Delta N = N_Q - N_f = V \cdot \rho_{н.у.} \frac{273}{T_c} C_p \left(T_З(0) - T_c\right) - N_f, \quad (1)$$

где: N_Q – мощность, которая используется для нагрева потока холодного воздуха в теплоутилизаторе, Вт, N_f – мощность, которая необходима для прокачивания воздуха через теплоутилизатор, Вт. $\rho_{н.у.}$ – плотность воздуха при нормальных условиях ($T_{н.у.}$ = 273 К, $P_{н.у.}$ = 101325 Па), $\rho_{н.у.}$ = 1,293 кг/м^3 [21], V – объемные расходы воздуха в воздуховоде (вентилятора), м^3/с. C_p – удельная теплоемкость воздуха, C_p = 1006 Дж/(кг·К) [21], T_c, $T_З(0)$ – температура потока воздуха, установившаяся во внешней среде и на выходе теплоутилизатора соответственно, К.



а



б



Рис. 1. Технологическая схема (а) и общий вид (б) экспериментального стенда: 1 – трехтрубный модуль, 2 – угловой модуль помещения, 3 – угловой модуль внешней среды, 4 – вентилятор, 5 – нагревательный элемент

Fig. 1. Technological scheme (s) and general appearance (b) experimental stand: 1 – triple-tube module, 2 – corner module space, 3 – corner module of the environment, 4 – air exhauster, 5 – a heating element

Объемные расходы воздуха в воздуховоде могут быть определены по формуле:

$$V = v \cdot A, \quad (2)$$

где: v – скорость воздуха в воздуховоде, м/с, A_i – площадь поперечного сечения воздуховода, м^2.

Скорость воздуха в воздуховоде v измерялась с использованием многофункцио-

нального измерительного устройства «Solomat MPM 500E». Требуемая скорость в воздуховоде v задавалась с помощью регуляторов производительности вентиляторов «FL FS1,6». Мощность, необходимая для прокачки воздуха через теплоутилизатор определялась экспериментально, с помощью счетчиков электрической энергии CO-EA05, установленных на обоих вентиляторах. Температуры измерялись с использованием электронного измерительного устройства «Solomat MPM 500E». Температура окружающей среды устанавливалась с помощью канального электронагревателя НК-125-0,6-1.

Методика экспериментальных исследований базируется на математическом планировании экспериментов [22].

В качестве факторов варьирования принимаем: длину теплоутилизатора, L, м (Z_1), объемные расходы воздуха (производительность вентиляторов V, м^3/с (Z_2), температуру наружного воздуха T_c, °С (Z_3).

В качестве нижнего уровня фактор Z_1 принимаем длину теплоутилизатора, равную 4 м, что соответствует, согласно разработанному универсальному экспериментальному стенду, четырем трехтрубным модулям. Как верхний - длину равную 8 м (восемь трехтрубных модулей). Нижний уровень фактора Z_2 принимаем 0,14 м^3/с, а верхний – 0,64 м^3/с, что соответствует максимальной подаче воздуха, которую обеспечивает вентилятор. Нижний уровень фактора Z_3 выбираем равным 0 ^{0}С, поскольку при этой температуре возникает потребность в нагреве животноводческого помещения. Верхний уровень фактора Z_3 принимаем 8°С, что объективно зависит от климатических условий и температуры наружного воздуха.

Опыты проводились по плану полного трехфакторного эксперимента ПФЭ 33, при варьировании факторов использовалась матрица планирования экспериментов Бокса-Бенкина [23]. Опыты проводились в троекратной повторности.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА. В соответствии с планом эксперимента ПФЭ 33 было реализовано 15 вариантов сочетаний трех факторов в конструкции экспериментальной установки. Анализ результатов исследований, согласно принятой матрицы планирования, позволил получить регрессионную модель влияния исследуемых факторов на полезную тепловую мощность разработанного теплоутилизатора.

В результате расчетов коэффициентов регрессии, получена математическая модель в закодированном виде влияния исследуемых факторов на полезную тепловую мощность разработанного теплоутилизатора:

$$\Delta N = 2849{,}18 - 172{,}459Z_1 - 190{,}558Z^2_1 - 965{,}489Z^2 - 514{,}543Z_1Z_2 - 2197{,}57Z^2_2 - 1527{,}01Z_3 - 118{,}9Z_1Z_3 - 947{,}671Z_2Z_3 - 182{,}543Z^2_3. \quad (3)$$

Для этого уравнения на 95% уровни доверительной вероятности дисперсии однородны, значение критерия Кохрена $G = 0{,}2942 < G_{0,05}(2, 15) = 0{,}3346$. Дисперсия адекватности математической модели $S_{ад}^2 = 573501$, дисперсия погрешности опытов $S_y^2 = 267607$, значение критерия Фишера $F = 2{,}14 < F_{0,05}(9, 30) = 2{,}21$, модель адекватна на любом уровне доверительной вероятности.

По рассчитанным значениям коэффициентов корреляции и критерия Стьюдента $t_{0,05}(30) = 2{,}04$ значимыми на уровне доверительной вероятности более 95% являются коэффициенты при таких членах уравнения:

$$Z_1,\ Z_1Z_2,\ Z^2_2,\ Z_3,\ Z_2Z_3.$$

На основе этого уравнение регрессии (3) примет вид:

$$\Delta N = 2849{,}18 - 965{,}489Z_2 - 514{,}543Z_1Z_2 - 2197{,}57Z^2_2 - 1527{,}01Z_3 - 947{,}671Z_2Z_3. \quad (4)$$

В раскодированном виде модель (4) примет вид:

$$\Delta N = -3352{,}1 + 401{,}343\ L - 1029{,}09\ VL - 35161{,}2\ V^2 + 33529\ V - 947{,}671\ VT_c - 12{,}1598\ T_c. \quad (5)$$

Анализируя уравнение (5), можно утверждать, что на полезную тепловую мощность разработанного теплоутилизатора влияют все вышеупомянутые факторы (рисунок 2). При этом, с увеличением длины воздуховода и уменьшении температуры воздуха во внешней среде, увеличивается и полезная тепловая мощность, а при варьировании значений объемного расхода воздуха полезная тепловая мощность имеет оптимум:

$$\max\{\Delta N(L = 8\text{ м}, V = 0{,}36\text{ м}^3/\text{с}, T_c = 0\ °C)\} = 4408\text{ Вт}. \quad (6)$$

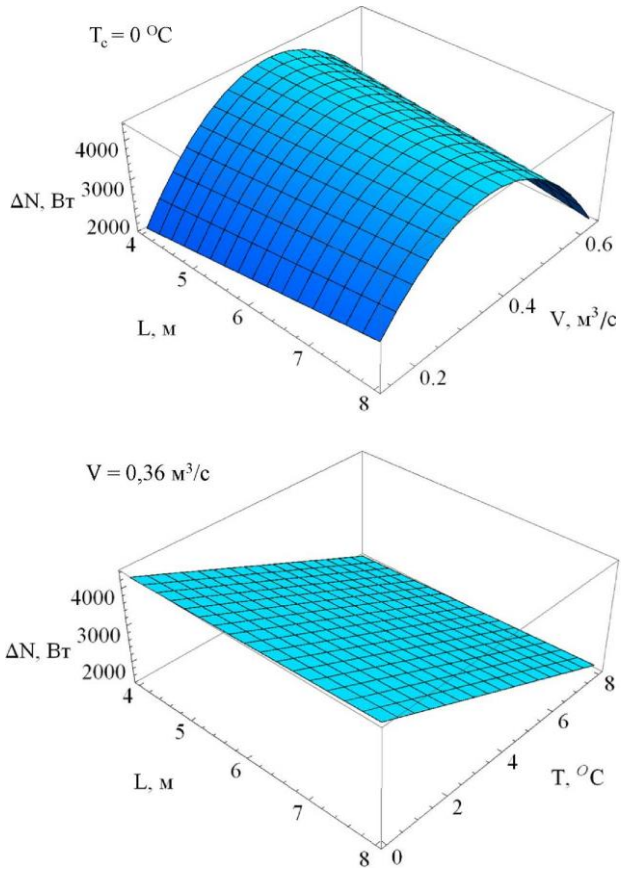


Рис. 2. Влияние длины воздуховода L, объемного расхода воздуха V и температуры воздуха во внешней среде Tc на полезную тепловую мощность разработанного теплоутилизатора ΔN

Fig. 2. Effect of length of air duct L, volumetric air flow V and temperature Tc in environment for useful heat output developed heat exchanger ΔN

ВЫВОДЫ

1. В результате экспериментальных исследований получена математическая модель влияния длины воздуховода L, объемного расхода воздуха V, температуры воздуха во внешней среде Tc на полезную тепловую мощность разработанного теплоутилизатора ΔN при заданных его геометрических параметрах.

2. Установлено, что при заданных радиусах воздуховода теплоутилизатора $r_3 = 0{,}2$ м, $r_2 = 0{,}137$ м, $r_1 = 0{,}069$ м оптимальными значениями его конструкционно-технологических параметров при которых полезная тепловая мощность теплоутилизатора максимальная ΔN = 4408 Вт являются L = 8 м, V = 0,36 м^3/с, $T_c = 0$ °C.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Kovlevskiy I.A. 2005. Mikroklimat zhivotnovodcheskih pomescheniy. Vestsi Natsyiyanalnay akademII navuk Belarusi. Seryiya agrarnyih navuk. – # 5, 157-158.

2. Kuznetsov A.F., Demchuk M.V., 1991. Gigi-ena selskohozyaystvennyih zhivotnyih. Kn. 1. Obschaya zoogigiena / – M.: VO "Agropromiz-dat". – 200.

3. VIdomchI 1998. normi tehnologichnogo proektuvannya vivcharskih pidpriemstv VNTP SGIP-46.-3.98. – K.: Minsilgospprod Ukrayini. – 70.

4. Vidomchi 1994. normi tehnologIchnogo proektuvannya ob'ektiv dlya zagotivli, zberIgannya i prigotuvannya kormiv dlya tvarinnitstva, VNTP SGIP-46.-8.94. – K.: Minsilgospprod Ukrayini. – 68.

5. VNTP-APK-04.05. 1995. Pidpriemstva ptahivnitstva, – K.: Minagrpolitiki Ukrayini. – 74.

6. VNTP-APK-02.05. 1995. Svinarski pidpriemstva (kompleksi, fermi, mali fermi), – K.: Minagrpolitiki Ukrayini.

7. VNTP-APK-01.05. 1994. Skotarski pidpriemstva (kompleksi, fermi, mali fermi), – K.: Minagrpolitiki Ukrayini. – 68.

8. Vidomchi 1994. normi tehnologichnogo proektuvannya skotarskih pidpriemstv VNTP SGIP-46.-1.94, – K.: Minsilgospprod Ukrayini. – 84.

9. Koba V., Braginets N., Murusidze D., Nekrashevich V., 1999. Mehanizatsiya i tehnologiya proizvodstva produktsii zhivotnovodstva / V.G. Koba, – M: Kolos. – 528.

10. Revenko I., Rogoviy V., Kravchuk V. ta In., 1999. Proektuvannya mehanizovanih tehnologichnih protsesiv tvarinnitskih pidpriemstv: Navch. posibnik dlya studentIv visch. agrar. zakladiv osviti III-IV rivniv akreditatsiyi zi spets. «Mehanizatsiya sil. gospva» (spetsializatsiya «Mehanizatsiya tvarinnitstva»). – K.: Urozhay. – 192.

11. Prishlyak V., Yaropud V., 2014. Obgruntuvannya konstruktivnih parametriv rekuperativnih teploutilizatoriv dlya tvarinnitskih primischen // Zbirnik naukovih prats Vinnitskogo natsionalnogo agrarnogo universitetu. Seriya: Tehnichni nauki. – VInnitsya. – Vipusk 2 (85). – 102–101.

12. Teploobmennyie 2014. apparatyi tipa "Truba v trube" [Elektronnyiy resurs]. Setevoy resurs spetsmashservis.narod.ru, OOO

«SpetsMashServis». – Rezhim postoyannogo dostupa: http://spetsmashservis.narod.ru/katalog_ tbm_tt_dop7.html.

13. García-Valladares O., 2004. Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers. International Journal of Thermal Sciences. — № 43. – 979–991.

14. Incropera F., DeWitt D., Bergman T., Lavine A., 2007. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. – 1048.

15. Addisu Teka., 2012. Thermal design of heat exchanger for a swimming pool: Degree Thesis. // Arcada:Department of Technology. – 43.

16. Cherevko G., Krupich O., Krupich R., 2013. Razvitie sistemyi formirovaniya materilno-tehnicheskoy bazyi selskogo hozyaystva Ukrainyi // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agricalture – Lublin, Vol. 15-4. 97-106.

17. Lyisa O., Stadnik B., 2013. Teoretiko-metodologicheskie podhodyi k opredeleniyu otsenki kachestva selskohozyaystvennoy produktsii // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agricalture – Lublin, Vol. 15-4. – 120–125.

18. Lipchuk V., Gnatyishin L., 2013. Uroven mehanizatsmii proizvodstvennyih protsessov v fermersikh hozyaystvah v kontekste uravnoveshennogo razvitiya // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agricalture – Lublin, Vol. 15-4. – 126–136.

19. Stoyanov V., Revyakina Yu., Stoyanov V., 2010. Issledovanie protsessov regeneratsii vozduha germetichnyih pomescheniy zaschitnyih sooruzheniy // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agricalture – Lublin, 12C. – 171–180.

20. Prishlyak V., Yaropud V., KovyazIn O., AlIEv E., 2014. Obgruntuvannya geometrichnih parametriv roztashuvannya otvoriv u povitroprovodi trohtrubnogo kontsentrichnogo teploutilizatora // Vseukrayinskiy natsionalnotehnichniy zhurnal «Promislova gidravlika i pnevmatika». – Vinnitsya: Vinnitskiy Natsionalniy Agrarniy Universitet. – # 4(46). –83–87.

21. Kruglov G., Bulgakova R., Kruglova E., 2010. Teplotehnika: uchebnoe posobie / .A. Kruglov,– SPb.: Lan. – 208.

22. Melnikov S., Aleshkin V., Roschin P., 1980. Planirovanie eksperimenta v issledovaniyah selskohozyaystvennyih protsessov / – L.: Kolos. – 168.

23. Krasovskiy G., Filaretov G., 1982. Planirovanie eksperimenta. – Mn.: Izd-vo BGU. – 302.

EXPERIMENTAL STUDIES OF STRUCTURALLY-TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF HEAT EXCHANGER

Summary. On basis of researches of influence of parameters of microclimate it is set on physiological state of animals, that on their productivity large influence is rendered by ventilation and temperature of air in apartment for their maintenance. The constantly growing cost of power mediums complicates a situation and intensifies the problem of introduction of energysaving technologies, and also updates the economic problem of decline of specific energy consumption on the production of goods of stock-raising. For achievement of the maximal productivity of animals, ventilation and temperature of air it is expedient to provide in stock-raising apartments, from the power point of view, by air shell-and-tube heat exchanger, the use of which allows to save energy which is needed for heating of air in apartments.

In air shell-and-tube heat exchanger rotined theoretical researches of process of t heat exchange, that existent mathematical models described the indicated process not to a full degree, through the accepted assumptions and simplifications.

The mathematical model of the influence of the length of the air duct, the volume of air flow rate, air temperature in the environment on useful heat power by the developed heat exchanger at given its geometrical parameters was obtained in result of theoretical researches. The optimal value of construction and technological parameters by the developed heat exchanger, in which it has maximum useful heat power were set in result of experimental researches.

Optimization of results of theoretical researches allowed to define dependences of construction parameters of heat exchanger (length and radiuses of air pipe) on the by volume expense of air, passing through it on condition of most useful thermal power (at an ambient of temperature Tc = 0°C).

Key words: triple-tube module, the environment, air, power, air ducts, heat exchanger, temperature.

СОДЕРЖАНИЕ

Валерий Дубровин, Роман Калиниченко, Вячеслав Кифяк: моделирование динамики тепловых процессов при микронизации и сушении зернопродуктов в терморадиационных установках ИК-излучением 3

Геннадий Голуб, Максим Павленко, Савелий Кухарец: эффективность использования оборудования для производства дизельного биотоплива 11

Вячеслав Ловейкин, Константин Почка: анализ неравномерности движения роликовой формовочной установки с уравновешенным приводом 17

Владимир Козырский, Виталий Савченко, Александр Синявский: влияние магнитного поля на изменение pH и окислительно-восстановительного потенциала водных растворов 28

Василий Смильский, Александр Сидорчук: фрактальный анализ гранулометрического состава почв 34

Александр Сидорчук, Павел Луб, Инна Тригуба, Виталий Пукас, Валерий Спичак: согласование параметров проектов технологических систем 39

Леонид Анискевич, Юрий Росамаха: анализ функционирования двухфазной сошниковой системы для посева пропашных культур 46

Семен Драгнев, Еугениуш Красовски: методология разработки сельскохозяйственных биоэнергетических комлексов 56

Светлана Тарасенко, Сергей Кюрчев: исследование энергосбережения в кабинах сельскохозяйственных машин 66

Сергей Пилипака, Николай Клендий: движение частицы по внутренней шероховатой поверхности ротационного конуса с вертикальной осью 73

Олег Черныш, Вадим Яременко, Анастасия Куценко, Мария Бондарь: вероятностный подход к оценке прочности и долговечности рабочих элементов сельскохозяйственных машин 84

Vyacheslav Loveykin, Yuri Chovnyuk, Anastasiya Ljashko, Andrzej Kusz: unified approach for robust motion, position and force control of mechanical system with advanced mechatronics devices 90

Сергей Пилипака, Ярослав Кремец, Татьяна Кресан: проектирование отвала плуга с линейчатой поверхности по заданной геодезической линии – предельной траектории движения пласта 103

Анастасия Куценко, Вадим Яременко, Алексей Куценко, Олег Черныш: о методе граничных элементов в задачах стационарных колебаний периодически закрепленных балок 118

Григорий Шкаровский: классическая конструктивно–компоновочная схема МЭС – состояние и пути развития 124

Olexandr Semenovskiy: determining of influence of morphological features of steel structure on its properties 131

Роман Яковенко, Виталий Маслюк, Николай Денисенко: композиционные порошковые материалы для упрочнения и восстановления рабочих органов сельскохозяйственных машин 138

СОДЕРЖАНИЕ

Александр Войналович: методика оценки профессиональных рисков на механизированных работах в сельском хозяйстве 146

Semen Voloshyn: system of power consuming monitoring and management 153

Анатолий Тригуба, Леонид Сидорчук, Олег Шелега, Елена Сиваковска: управление ценностью проектов технико-технологических обслуживающих кооперативов 160

Олег Марус: влияние конструкционно-технологических параметров калибратора на вероятность отбора крупных яиц зерновой моли, производительность и энергоемкость процесса 167

Роман Шкаровский, Григорий Шкаровский: отдельные аспекты исследования тяговых показателей мотоблока 177

Игорь Резников: обоснование конструктивных параметров манипуляторов доения с функцией позиционирования подвесной части доильного аппарата модульного типа..... 183

Сергей Карабиньош: неразруушающие испытания деталей сельскохозяйственных машин как основа обеспечения их высокого качества..... 191

Алексей Полищук, Наталья Козак, Виктор Полищук: определение эффективности нейтрализации биодизеля путем распыления водного раствора лимонной кислоты 197

Станислав Смолинский: технологические предпосылки совершенствования картофелесортировок..... 203

Светлана Потапова: математическая модель движения зерна в рабочем зазоре одновальцовой зернодробилки 209

Александр Лысый, Виктор Третяк: математическое моделирование деформации почвы под действием ходовых систем тягово-транспортных средств 217

Роман Калиниченко: аналитическое исследование температурного поля зерновки при импульсно-периодическом подведении энергии инфракрасным излучением 224

Виктор Василенков, Максим Гудзенко: исследование потребительских характеристик центробежных насосов 232

Сергей Соколик: перспективы использования стеблей конопли в качестве альтернативного топлива..... 238

Александр Медведский: влияние конструктивных параметров мобильной доильной установки на уровень вакуумметрического давления 245

Владислав Зубко: оценка качества механизированных технологических операций в растениеводстве..... 253

Руслан Олядничук: применение накопителя энергии в составе почвообрабатывающего агрегата 259

Владимир Ковбаса, Виталий Курка, Виктор Пинчук, Али Кадем Ахмед: кинематика взаимодействия уплотняющего катка с пластом почвы ограниченной глубины 266

Андрей Прилуцкий, Сергей Степаненко: обоснование сепарирования зерновой смеси в воздушно-решетных пневмовиброцентробежных сепараторах зерна..... 273

Светлана Макаревич, Роман Чуенко: внутренняя емкостная компенсация реактивной мощности в асинхронном электродвигателе 283

Валентин Мироненко, Наталия Тютюнник: оценка влажности зерна в условиях хозяйства 292

Людмила Титова, Иван Роговский: совершенствование системы восстановления работоспособности машин для лесотехнических работ 297

Алексей Давиденко, Александр Давиденко, Андрей Бамбура: оценка напряженно-деформированного состояния железобетонных колонн кругового сечения при поперечном изгибе методом корреляции цифровых изображений..... 310

Павел Попик: определение условий сброса лишних семян пневмомеханическим высевным аппаратом с периферийным торцевым расположением присасывающих ячеек ..316

Михаил Довжик, Борис Татьянченко, Александр Соларёв: способы построения линий постоянного давления в грунте под колесом трактора..... 322

Вячеслав Чуба: обоснование температуры нагрева дизельного биотоплива перед впрыском в дизельный двигателя внутреннего сгорания 329

Андрей Новицкий: исследование вероятности безотказной работы средств для приготовления и раздачи кормов как систем «человек-машина»..... 335

Виктор Пришляк, Виталий Яропуд: экспериментальные исследования конструкционно-технологических параметров теплоутилизатора..... 342

LIST OF THE REVIEWERS

1. Valeriy Dubrovin
2. Aleksandr Voynalovich
3. Aleksey Opryshko
4. Anastasiya Kutsenko
5. Andrey Novitskiy
6. Gennady Golub
7. Grigoriy Shkaryvskiy
8. Iwan Rohowski
9. Konstantin Pochka
10. Leonid Rogovskiy
11. Mariya Bondar
12. Nicholas Berezovшy
13. Oksana Zazimko
14. Oleg Chernysh
15. Oleg Chernysh
16. Oleg Marus
17. Oleksiy Beshun
18. Sergei Kyurchev
19. Sergey Fryshev
20. Sergey Pylypaka
21. Stepan Lekhman
22. Vadym Yaremenko
23. Valentyna Melnyk
24. Vasiliy Khmelevskiy
25. Victor Polyschuk
26. Victor Teslyuk
27. Vyacheslav Loveykin
28. Zinoviy Ruzhylo

Editors of the “MOTROL” magazine of the Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture would like to inform both the authors and readers that an agreement was signed with the Interdisciplinary Centre for Mathematical and Computational Modelling at the Warsaw University referred to as “ICM”. Therefore, ICM is the owner and operator of the IT system needed to conduct and support a digital scientific library accessible to users via the Internet called the “ICM Internet Platform”, which ensures the safety of development, storage and retrieval of published materials provided to users. ICM is obliged to put all the articles printed in the “MOTROL” on the ICM Internet Platform. ICM develops metadata, which are then indexed in the “Agro” database.

We are pleased to announce that the magazine “MOTROL – Motorization and Energetics in Agriculture” (ISSN 1730-8658) has undergone a positive evaluation of the IC Journals Master List 2013, the result of which is granting the ICV Index (Index Copernicus Value) 6.56 pts. The resulting score was calculated on the basis of a survey submitted by the Editorial Team as well as assessments made by the professionals from Index Copernicus. We invite you to familiarize yourself with the methodology of IC Journals Master List evaluation:

http://journals.indexcopernicus.com/page.php?page=3&idlang=6

Impact factor of the „MOTROL" journal according to the Commission of Motorization and Energetics in Agriculture is 2,24 (October 2015).

GUIDELINES FOR AUTHORS (2015)

The journal publishes the original research papers. The papers (min. 8 pages) should not exceed 12 pages including tables and figures. Acceptance of papers for publication is based on two independent reviews commissioned by the Editor.

Authors are asked to transfer to the Publisher the copyright of their articles as well as written permissions for re- production of figures and tables from unpublished or copyrighted materials.

Articles should be submitted electronically to the Editor and fulfill the following formal requirements:

- Clear and grammatically correct script in English,
- Format of popular Windows text editors (A4 size, 12 points Times New Roman font, single interline, left and right margin of 2,5 cm),
- Every page of the paper including the title page, text, references, tables and figures should be numbered,
- SI units should be used.

Please organize the script in the following order (without subtitles):

Title, Author(s) name (s), Affiliations, Full postal addresses, Corresponding author's e-mail

Abstract (up to 200 words), Keywords (up to 5 words), Introduction, Materials and Methods, Results, Discussion (a combined Results and Discussion section can also be appropriate), Conclusions (numbered), References, Tables, Figures and their captions

Note that the following should be observed:

An informative and concise title; Abstract without any undefined abbreviations or unspecified references; No no- menclature (all explanations placed in the text); References cited by the numbered system (max 5 items in one place); Tables and figures (without frames) placed out of the text (after References) and figures additionally pre- pared in the graphical file format jpg or cdr.

Make sure that the tables do not exceed the printed area of the page. Number them according to their sequence in the text. References to all the tables must be in the text. Do not use vertical lines to separate columns. Capitalize the word 'table' when used with a number, e.g. (Table1).

Number the figures according to their sequence in the text. Identify them at the bottom of line drawings by their number and the name of the author. Special attention should be paid to the lettering of figures – the size of lettering must be big enough to allow reduction (even 10 times). Begin the description of figures with a capital letter and ob- serve the following order, e.g. Time(s), Moisture (%, vol), (%, m^3m^{-3}) or (%, gg^{-1}), Thermal conductivity ($W\ m^{-1}K^{-1}$).

Type the captions to all figures on a separate sheet at the end of the manuscript.

Give all the explanations in the figure caption. Drawn text in the figures should be kept to a minimum. Capitalize and abbreviate 'figure' when it is used with a number, e.g. (Fig. 1).

Colour figures will not be printed.

Make sure that the reference list contains about 30 items. It should be numbered serially and arranged al- phabetically by the name of the first author and then others, e.g.

7. Kasaja O., Azarevich G. and Bannel A.N. 2015. Econometric Analysis of Banking Financial Results in Poland. Journal of Academy of Business and Economics (JABE), Vol. IV. Nr 1, 202–210.

References cited in the text should be given in parentheses and include a number e.g. [7].

Any item in the References list that is not in English, French or German should be marked, e.g. (in Italian), (in Polish). Leave ample space around equations. Subscripts and superscripts have to be clear. Equations should be numbered

serially on the right-hand side in parentheses. Capitalize and abbreviate 'equation' when it is used with a number,

e.g. Eq. (1). Spell out when it begins a sentence. Symbols for physical quantities in formulae and in the text must be in italics. Algebraic symbols are printed in upright type.

Acknowledgements will be printed after a written permission is sent (by the regular post, on paper) from persons or heads of institutions mentioned by name.