

ISSN 2663-1334 (print)
ISSN 2663-1342 (online)

<http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.02>

Machinery & Energetics

Journal of Rural Production Research

since 2010 till 2018

[Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science
of Ukraine. Series: Technique and Energy of APK.
ISSN 2222-8594 (print). ISSN 2415-7694 (online)]

Vol. 12

№ 3

(July – September)

Kyiv – 2021

Editor-in-Chief

Prof. Vyatseslav Loveykin, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Vice-Editor

DS Ivan Rogovskii, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

PhD Oleksandr Synyavskiy, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Assistants Editor

PhD Viktoriya Kyrylyuk, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Editorial Board

Prof. Andrey Tevyashev, Kharkov National University of Radio Electronics, Ukraine

Prof. Andriy Boyko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Andrzej Marczuk, University of Life Sciences in Lublin, Poland

Prof. Dainis Viesturs, Latvia University of Agriculture, Latvia

Prof. Gennadiy Golub, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Georgiy Tayanowski, University of Agriculture in Minsk, Belarus

Prof. Henryk Sobczuk, Polish Academy of Sciences, Poland

Prof. Igor Bolbot, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Janusz Wojdalski, Warsaw University of Life, Poland

Prof. Larysa Bal-Prylypko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Ludvikas Spokas, Agrarian University in Kaunas, Lithuania

Prof. Ondrej Savec, Czech University of Life Sciences Prague, Czech Republic

Prof. Petro Yevych, Czech University of Life Sciences Prague, Czech Republic

Prof. Povilas A. Sirvydas, Agrarian University in Kaunas, Lithuania

Prof. Stanislaw Sosnowski, University of Engineering and Economics in Rzeszów, Poland

Prof. Tadeusz Zloto, Częstochowa University of Technology, Poland

Prof. Valeriy Voytiuk, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Valery Adamchuk, National Scientific Centre «Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture» in Kyiv, Ukraine

Prof. Vitaliy Lysenko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Vjacheslav Shebanin, Mykolayiv National Agrarian University, Ukraine

Prof. Volodymyr Boyko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Volodymyr Bulgakov, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Volodymyr Gorobets, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Volodymyr Gorobetz, National Agrarian University of Moldova, Moldova Republic

Prof. Volodymyr Kozyrskii, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

Prof. Volodymyr Kravchuk, State Scientific Organization „Leonid Pogorilyy Ukrainian Scientific Research Institute of Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production”, Ukraine

Prof. Vyatcheslav Adamchuk, University McGill, Canada

Prof. Wacław Romaniuk, Institute of Technology and Life Sciences Branch in Warsaw, Poland

Prof. Wojciech Tanaś, University of Life Sciences in Lublin, Poland

Prof. Yevgen Aftandilyants, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

All the articles are available on the webpage: www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

All the scientific articles received positive evaluations by independent reviewers

Linguistic consultant: *Ivan Rogovskii*

Typeset: *Ivan Rogovskii*

Cover design: *Liudmyla Titova*

Photo on the cover: *Ivan Rogovskii*

© Copyright by National University of Life and Environmental Science of Ukraine, 2021

Editorial Office address

National University of Life and Environmental Science of Ukraine

Str. Heroiv Oborony, 15, Kyiv, Ukraine, 03041

e-mail: rogovskii@nubip.edu.ua

Printing

AgroMediaGroup, Novokonstantinovska Str. 4a, 04-080 Kyiv, Ukraine

Publishing Office address

AgroMediaGroup, Novokonstantinovska Str. 4a, 04-080 Kyiv, Ukraine

ISSN 2663-1334 (print)

ISSN 2663-1342 (online)

Edition 100+16 vol.

ISSN 2663-1334 (print)
ISSN 2663-1342 (online)

<http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.03>

Техніка та енергетика

*Журнал наукових досліджень
сільськогосподарського виробництва*

з 2010 року до 2018 року

[Науковий вісник Національного університету біоресурсів і
природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК
ISSN 2222-8594 (print). ISSN 2415-7694 (online)]

Випуск 12

№ 3

(липень – вересень)

Київ – 2021

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. Редкол. :

В. С. Ловейкін (голов. ред.) та ін. Київ. 2021. Вип. 12. № 3. 200 с.

Висвітлено результати наукових досліджень, проведених працівниками Національного університету біоресурсів і природокористування України і в співпраці із закордонними науковцями, працівниками навчальних закладів Міністерства освіти і науки України та науково-дослідних інститутів НАН України, НААН України, Міністерства агропромислового комплексу України і Міністерства економіки України.

Редакційна колегія: В. С. Ловейкін, д-р техн. наук, проф. (головний редактор); О. Ю. Синявський, канд. техн. наук, доц.; І. Л. Роговський, д-р техн. наук, старший наук. співр. (заступники головного редактора); В. І. Кирилук, канд. с.-г. наук, доц. (відповідальний секретар); В. І. Адамчук, д-р техн. наук, проф.; В. В. Адамчук, д-р техн. наук, проф.; Є. Г. Афтандіянц, д-р техн. наук, проф.; Л. В. Баль-Прилипка, д-р техн. наук, проф.; І. М. Болбот, д-р техн. наук, доц.; В. М. Булгаков, д-р техн. наук, проф.; В. Д. Войтюк, д-р техн. наук, проф.; І. В. Головач, д-р техн. наук, проф.; Г. А. Голуб, д-р техн. наук, проф.; М. В. Гребченко, д-р техн. наук, проф.; А. В. Жильцов, д-р техн. наук, проф.; М. М. Заблудський, д-р техн. наук, проф.; Н. А. Засць, д-р техн. наук, проф.; В. В. Каплун, д-р техн. наук, проф.; В. В. Коваль, д-р техн. наук, проф.; В. В. Козирський, д-р техн. наук, проф.; В. П. Лисенко, д-р техн. наук, проф.; К. Г. Лопатько, д-р техн. наук, проф.; І. І. Назаренко, д-р техн. наук, проф.; В. М. Несвідомін, д-р техн. наук, проф.; С. Ф. Пилипака, д-р техн. наук, проф.; В. М. Поліщук, д-р техн. наук, проф.; В. М. Решетюк, канд. техн. наук, доц.; В. Романюк, д-р техн. наук, проф.; Г. Собчук, д-р техн. наук, проф.; О. Б. Таширев, д-р техн. наук, проф.; Л. Л. Тітова, канд. техн. наук, доц.; С. П. Циганков, д-р техн. наук, старший наук. співр.; М. Г. Чаусов, д-р техн. наук, проф.; С. А. Шворов, д-р техн. наук, проф.

Рекомендовано до друку Вченою радою НУБіП України, протокол № 1 від 28 серпня 2021 р.

Науковий журнал «Machinery & Energetics» на підставі наказу Міністерства освіти і науки України № 409 від 17.03.2020 р. (додаток № 1) внесений до Переліку наукових фахових видань України (категорія «Б» у галузі технічних наук з спеціальностей 131 і 133), який є правонаступником наукового видання «Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК», який згідно з наказами Міністерства освіти і науки України від 13 липня 2015 р. № 747 та від 07 травня 2019 р. № 612 внесений до переліку наукових друкованих фахових видань України, в яких можуть бути опубліковані результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступеней доктора і кандидата технічних наук.

Науковий журнал «Machinery & Energetics» внесено до бібліографічної бази даних наукових публікацій внесено до бібліографічних баз даних наукових публікацій CrossRef, РІНЦ, Ulrich's Periodicals Directory, USJ, BASE, SIS, AGRIS, індексується Google Scholar, RePEc, ResearchBib, MIAR.

Відповідальний за випуск І. Л. Роговський.

Адреса редколегії: 03041, Київ-41, вул. Героїв оборони, 15,
Національний університет біоресурсів
і природокористування України, тел. 527-82-41

© Національний університет біоресурсів і
природокористування України, 2021

УДК 621.873

CONSTRUCTION OF PHYSICAL MODEL OF JIB CRANE ROTATION MECHANISM, PROGRAM AND DESCRIPTION OF EXPERIMENTAL STUDIES

V. S. Loveikin, Yu. O. Romasevych, I. O. Kadykalo

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Ukraine.

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: kadykaloivan@nubip.edu.ua.

Article history: Received – April 2021, Accepted – August 2021, Published – 30 September 2021.

Bibl. 30, fig. 4, tabl. 2.

Abstract. This article outlines the main provisions of the program, methodology, description of the object of experimental studies and construction of a physical model of the jib crane rotation mechanism.

A real QTZ 80 crane has been chosen for the study, which differs from the laboratory installation (physical model) of the jib crane rotation mechanism by structural, power and energy parameters, for this reason, experimental studies used physical modeling, which usually changes the scale and leaves the physical nature of phenomena. Therefore, similarity theory is used to determine the characteristics of the physical model.

A physical model (laboratory unit) of the jib crane rotation mechanism was designed to conduct experimental studies on the similarity theory. This model is prepared for experimental studies of the dynamics of the rotation mechanism during the start-up process. To determine the similarity criteria, equations of motion were used that reflect the operation of the jib crane rotation mechanism, namely the three-mass dynamic model of the rotation mechanism, which is a system of three second-order differential equations.

Using the obtained ratios of similarity criteria, the numerical values of the similarity coefficients of the real rotation mechanism of the jib crane and its physical model are determined.

Based on the parameters obtained, a physical model of a full-scale jib crane rotation mechanism was constructed.

The results obtained in this study can be further used to refine and improve existing engineering methods for calculating the mechanisms of rotation of cranes, both at the stages of their design/construction, and in real operation.

Key words: rotation mechanism, experimental studies, dynamic loads, oscillations, physical model, similarity coefficients, jib crane.

Introduction

During the operation of the jib crane rotation mechanism, load oscillations on the flexible suspension occur, and significant dynamic loads can be observed in the

structure and drive [1]. To minimize these processes, the process of start-up of the rotation mechanism of jib crane was optimized [2-4].

Formulation of problem

Optimization made it possible to minimize unwanted processes in the drive, metal structures and load oscillations [5]. To confirm the studies, it is necessary to conduct experimental studies on a physical model (laboratory installation) of a jib crane with a rotation mechanism. For this, it is necessary to develop a model of the rotation mechanism. To create an experimental setup, we apply the theory of similarity, based on which we determine the coefficients of similarity to a real jib crane.

Analysis of recent research results

Physical modeling is widely used in experimental studies. Physical modeling preserves the physical nature of phenomena, but changes their scale.

In order for the processes that arise in the process of loading and unloading operations in the metal structures and mechanisms of jib cranes to be similar to the original, the model must meet a number of requirements of the theory of modeling [6-16], which follow from the main theorems and provisions of the theory of similarity.

The basis of physical modeling is the theory of similarity, which is based on dimensional analysis [17]. A necessary and sufficient condition of similarity is the equality of all the same criteria of similarity for two physical phenomena. Dimensionless similarity criteria must be equal. Under the condition of known equations describing the physical process, the similarity criteria are formed by reducing these equations to a dimensionless criterion form [18]. Considerable attention is paid to the construction of physical and mathematical models of technical systems in the articles [17, 18, 19]. The general theory of dimensions of physical quantities, the theory of mechanical and physical similarity, as well as the theory of modeling are given in the article [20]. The book [21] contains the basics of theory and recommendations for

practical applications of experimental studies on full-scale objects, as well as on physical, analog, digital and mathematical models. General principles of analysis of physical similarity and its connection with the construction of mathematical models are set out in the article [22].

The article [23] considers the construction of interpolation models, the study of the kinetics and mechanism of phenomena, and optimization of processes.

The article [24] provides information about science, methods to justify the topic of theoretical and experimental research, means and methods of measurements, analysis and features of the processing of research results, methods of implementation and calculation of economic efficiency. The issues of planning and organization of scientific studies are highlighted.

Purpose of research

The aim of the work is to determine the coefficients of similarity of the model to the jib system with the rotation mechanism of a real crane using the similarity theory for further experimental study.

Research results

The obtained theoretical results in the articles [1-5] require confirmation and experimental verification, so there is a need for experimental studies of the dynamics of the mechanism of rotation of the jib crane at different control modes.

The purpose of experimental studies is to measure the actual parameters and dependences of the kinematic, dynamic and energy characteristics during the operation of the mechanism of rotation of the jib crane, as well as the oscillations of the load on a flexible suspension.

Since the use of a full-scale model of a real jib crane for a number of certain reasons is difficult and practically impossible, it is recommended to conduct experimental studies on a physical model of a jib crane, which will reproduce the rotation process of the crane. The QTZ-80 jib crane was chosen as a prototype [25]. The QTZ-80 jib crane was chosen as the prototype [25]. Based on similarity theory, the coefficients of the similarity of a real jib crane are determined and its physical model is constructed.

The experimental research program is divided into several stages:

- building of a physical model of the jib crane rotation mechanism and determination of similarity coefficients;
- construction of a physical model of a jib crane for experimental studies;
- planning experiments to study the dynamics of the jib crane rotation mechanism under various control modes (manual and optimal)
- selection of measuring and recording equipment for studying the dynamics of movement of the jib crane rotation mechanism under various control modes;
- writing a program and selection of equipment that provides the implementation of optimal modes of movement when controlling the jib crane rotation mechanism.

Physical modeling is the process of creating a material model that has the same physical nature (the same physical meaning) as the actual studied phenomenon, based on the criteria of geometric, kinematic and dynamic modeling [26].

The task of physical modeling is to determine the characteristics of a full-scale object according to the characteristics of the physical model. The peculiarity of physical modeling is that to determine the characteristics of a full-scale object, a mathematical description of the processes is not required, it is enough just to have an idea of the mechanism (physical nature) of the phenomena in order to correctly calculate the parameters of a full-scale object according to the test data of the physical model. In physical modeling, the physical nature of the phenomena occurring in a full-scale object and model is unchanged. The physical modeling is based on the theory of similarity. Separate types of physical similarity are: geometric (similarity of similar geometric elements); kinematic (similarity of the velocity fields for the two considered motions); dynamic (similarity of systems of acting forces or force fields of different physical nature – gravity, pressure, etc.); mechanical (assumes the presence of geometric, kinematic and dynamic similarity).

Physical modeling consists of two stages:

- theoretical reproduction on the model of the investigated physical phenomenon or technical device (including constructions and structures) similar to a full-scale sample;
- construction of the models and performing the necessary observations and measurements on them.
- the theory of modeling based on the theory of similarity [26-28].

"Physical phenomena of one class are called similar, when all characteristic quantities are similar, i.e. all vector quantities are geometrically similar, and all scalar quantities are correspondingly proportional.

Necessary and sufficient conditions of similarity:

phenomena that are similar in one sense or another (complete, approximate, physical, mathematical, etc.), have certain combinations of parameters, called similarity criteria, and which are numerically identical for similar phenomena;

any complete equation of a physical process, which is written in a certain system of units, can be represented by a functional dependence between the similarity criteria, which are formed from the parameters that characterize the process;

necessary and sufficient conditions for the similarity of phenomena that are then compared are the proportionality of the relevant parameters included in the single-valuedness conditions of mathematical models of these phenomena, as well as the equality of criteria for the similarity of these phenomena"[29].

To conduct experimental studies, a physical model of the jib crane rotation mechanism was constructed [30-31], the 3D model of which is shown in Fig. 1 and the scheme of the jib crane is shown in Fig. 2.

For the study, a real QTZ-80 crane was selected, which differs from the laboratory installation (physical model) of the jib crane rotation mechanism by its structural, power and energy parameters, therefore, physical modeling was used in experimental studies, which

usually changes the scale and leaves the physical nature of the phenomena. Therefore, the similarity theory is applied to determine the characteristics of the physical model.

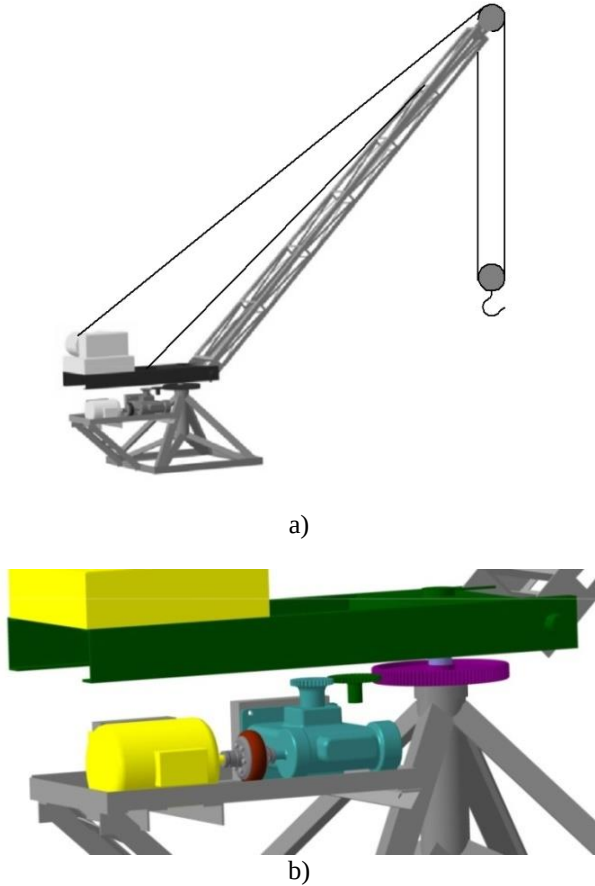


Fig. 1. Scheme of the laboratory installation of the jib crane: a) general view of the crane; b) the mechanism of rotation of the jib crane.

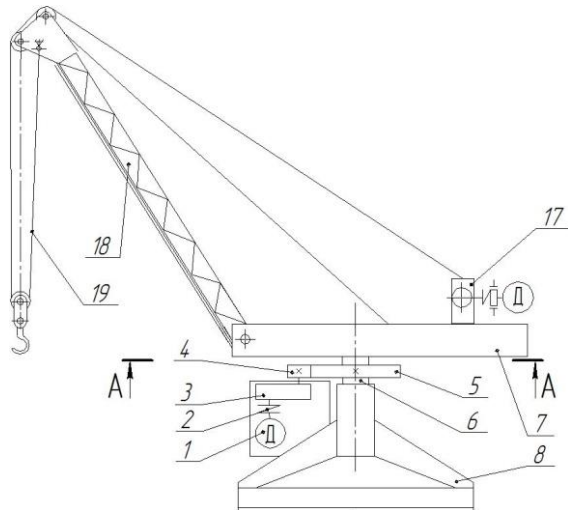


Fig. 2. Jib crane: 1 – engine; 2 – elastic coupling; 3 – reducer; 4 – gear; 5 – slewing ring; 6 – rotary shaft; 7 – rotary part; 8 – frame.

A three-mass dynamic model of the jib crane rotation mechanism was used (Fig. 3).

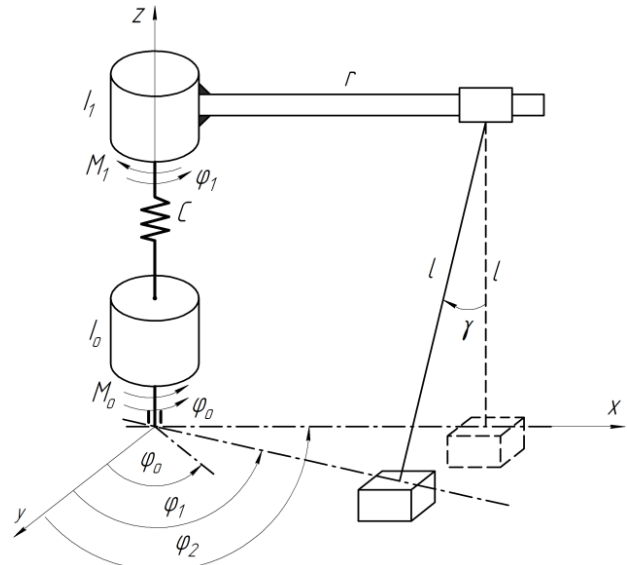


Fig. 3. Dynamic model of the rotation mechanism.

In this model the following designations are accepted: m – weight of load on a flexible suspension; I_0 , I_1 – moments of inertia of the drive mechanism and the rotary part are reduced to the axis of rotation of the crane; M_0 , M_1 – the driving moment on the motor shaft and the moment of resistance forces are reduced to the axis of rotation of the crane; φ_0 , φ_1 , φ_2 – angular coordinates of rotation of the rotor of the electric motor, rotary part of the crane and load, which are taken as generalized coordinates; C – the stiffness coefficient of the drive mechanism, reduced to the axis of rotation of the crane; r – derricking mechanism; l – length of a flexible suspension of load; γ – the angular coordinate of the deviation of the traction rope from the vertical; g – free fall acceleration.

Based on the dynamic model, a mathematical model was compiled, which is a system of three second-order differential equations:

$$\begin{cases} I_0 \frac{d^2 \varphi_0}{dt^2} = \frac{M_n \lambda u \eta}{2} - c(\varphi_0 - \varphi_1); \\ I_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} = c(\varphi_0 - \varphi_1) - m r^2 \frac{g}{l} (\varphi_1 - \varphi_2) - M_1; \\ \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = \frac{g}{l} (\varphi_1 - \varphi_2). \end{cases} \quad (1)$$

The parameters in the system of equations are designated by the following indices for a real crane "n", for a physical model "m".

Expressing the parameters of a real system through the corresponding parameters of its physical model and similarity coefficients, it was obtained:

$$\begin{cases} I_{0n} = \nu_I I_{0m}; I_{1n} = \nu_I I_{1m}; \\ M_{nn} = \nu_M M_{nm}; M_{1n} = \nu_M M_{1m}; \\ m_n = \nu_m m_m; l_n = \nu_l l_m; r_n = \nu_r r_m; \\ \lambda_n = \nu_\lambda \lambda_m; u_n = \nu_u u_m; \eta_n = \nu_\eta \eta_m; c_n = \nu_c c_m; t_n = \nu_t t_m; \\ \varphi_{0n} = \nu_\varphi \varphi_{0m}; \varphi_{1n} = \nu_\varphi \varphi_{1m}; \varphi_{2n} = \nu_\varphi \varphi_{2m}. \end{cases} \quad (2)$$

where $V_I; V_m; v_M; v_\lambda; v_u; v_\eta; v_c; v_l; v_t; v_\varphi$ – similarity coefficients; $I_{0n}; I_{1n}; m_n; M_{nn}; M_{1n}; \lambda_n$; $u_n; \eta_n; c_n; l_n; r_n; t_n; \varphi_{0n}; \varphi_{1n}; \varphi_{2n}$ – parameters of the real crane; $I_{0m}; I_{1m}; m_m; M_{nm}; M_{1m}; \lambda_m; u_m; \eta_m; c_m; m_l; r_m; t_m; \varphi_{0m}; \varphi_{1m}; \varphi_{2m}$ – parameters of the crane model.

Equation (1), taking into account expressions (2) for a full-scale sample and a physical model of the rotation mechanism, have the form:

$$\begin{cases} I_{0n} \frac{d^2 \varphi_{0n}}{dt_n^2} = \frac{1}{2} M_{nn} \lambda_n u_n \eta_n - c_n (\varphi_{0n} - \varphi_{1n}); \\ I_{0m} \frac{d^2 \varphi_{0m}}{dt_m^2} = \frac{1}{2} M_{nm} \lambda_m u_m \eta_m - \\ - c_m (\varphi_{0m} - \varphi_{1m}). \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} I_{1n} \frac{d^2 \varphi_{1n}}{dt_n^2} = c_n (\varphi_{0n} - \varphi_{1n}) - \\ - m_n r_n^2 \frac{g}{l_n} (\varphi_{1n} - \varphi_{2n}) - M_{1n}; \\ I_{1m} \frac{d^2 \varphi_{1m}}{dt_m^2} = c_m (\varphi_{0m} - \varphi_{1m}) - \\ - m_m r_m^2 \frac{g}{l_m} (\varphi_{1m} - \varphi_{2m}) - M_{1m}. \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \frac{d^2 \varphi_{2n}}{dt_n^2} = \frac{g}{l_n} (\varphi_{1n} - \varphi_{2n}); \\ \frac{d^2 \varphi_{2m}}{dt_m^2} = \frac{g}{l_m} (\varphi_{1m} - \varphi_{2m}). \end{cases} \quad (5)$$

We divide the components of equations (3), (4) and (5) for a real mechanism and a physical model and equate them, as a result we get:

$$\begin{cases} \frac{I_{0n} \frac{d^2 \varphi_{0n}}{dt_n^2}}{I_{0m} \frac{d^2 \varphi_{0m}}{dt_m^2}} = \frac{\frac{1}{2} M_{nn} \lambda_n u_n \eta_n}{\frac{1}{2} M_{nm} \lambda_m u_m \eta_m} = \\ = \frac{c_n (\varphi_{0n} - \varphi_{1n})}{c_m (\varphi_{0m} - \varphi_{1m})}; \\ \frac{I_{1n} \frac{d^2 \varphi_{1n}}{dt_n^2}}{I_{1m} \frac{d^2 \varphi_{1m}}{dt_m^2}} = \frac{c_n (\varphi_{0n} - \varphi_{1n})}{c_m (\varphi_{0m} - \varphi_{1m})} = \\ = \frac{m_n r_n^2 \frac{g}{l_n} (\varphi_{1n} - \varphi_{2n})}{m_m r_m^2 \frac{g}{l_m} (\varphi_{1m} - \varphi_{2m})} = \frac{M_{1n}}{M_{1m}}; \\ \frac{\frac{d^2 \varphi_{2n}}{dt_n^2}}{\frac{d^2 \varphi_{2m}}{dt_m^2}} = \frac{\frac{g}{l_n} (\varphi_{1n} - \varphi_{2n})}{\frac{g}{l_m} (\varphi_{1m} - \varphi_{2m})}. \end{cases} \quad (6)$$

After that, we express the parameters and characteristics of the real rotation mechanism through the parameters and characteristics of the physical model, using for this the dependencies (2), which give:

$$\begin{aligned} \frac{v_I I_{0m} \frac{d^2 (v_\varphi \varphi_{0m})}{d(t_m v_t)^2}}{I_{0m} \frac{d^2 \varphi_{0m}}{dt_m^2}} &= \frac{v_M M_{nm} v_\lambda \lambda_m v_u u_m v_\eta \eta_m}{M_{nm} \lambda_m u_m \eta_m} = \\ &= \frac{v_c c_m (v_\varphi \varphi_{0m} - v_\varphi \varphi_{1m})}{c_m (\varphi_{0m} - \varphi_{1m})}; \\ \frac{v_I I_{1m} \frac{d^2 (v_\varphi \varphi_{1m})}{d(t_m v_t)^2}}{I_{1m} \frac{d^2 \varphi_{1m}}{dt_m^2}} &= \frac{v_c c_m (v_\varphi \varphi_{0m} - v_\varphi \varphi_{1m})}{c_m (\varphi_{0m} - \varphi_{1m})} = \\ &= \frac{v_m m_m (v_l r_m)^2 \frac{1}{v_l l_m} (v_\varphi \varphi_{1m} - v_\varphi \varphi_{2m})}{m_m r_m^2 \frac{1}{l_m} (\varphi_{1m} - \varphi_{2m})} = \frac{v_M M_{1m}}{M_{1m}}; \\ \frac{\frac{d^2 (v_\varphi \varphi_{2m})}{d(t_m v_t)^2}}{\frac{d^2 \varphi_{2m}}{dt_m^2}} &= \frac{\frac{1}{v_l l_m} (v_\varphi \varphi_{1m} - v_\varphi \varphi_{2m})}{\frac{1}{l_m} (\varphi_{1m} - \varphi_{2m})}. \end{aligned} \quad (7)$$

In the resulting equations (7), we remove the differentiation operations, since they do not affect, after which we will have:

$$\begin{aligned} \frac{v_I I_{0m} \frac{v_{\varphi} \varphi_{0m}}{t_m^2 v_t^2}}{I_{0m} \frac{\varphi_{0m}}{t_m^2}} &= \frac{v_M M_{nm} v_{\lambda} \lambda_m v_u u_m v_{\eta} \eta_m}{M_{nm} \lambda_m u_m \eta_m} = \\ &= \frac{v_C c_m (v_{\varphi} \varphi_{0m} - v_{\varphi} \varphi_{1m})}{c_m (\varphi_{0m} - \varphi_{1m})}; \\ \frac{v_I I_{1m} \frac{v_{\varphi} \varphi_{1m}}{t_m^2 v_t^2}}{I_{1m} \frac{\varphi_{1m}}{t_m^2}} &= \frac{v_C c_m (v_{\varphi} \varphi_{0m} - v_{\varphi} \varphi_{1m})}{c_m (\varphi_{0m} - \varphi_{1m})} = \\ &= \frac{v_m m_m (v_l r_m)^2 \frac{1}{v_l l_m} (v_{\varphi} \varphi_{1m} - v_{\varphi} \varphi_{2m})}{m_m r_m^2 \frac{1}{l_m} (\varphi_{1m} - \varphi_{2m})} = \frac{v_M M_{1m}}{M_{1m}}; \\ \frac{\frac{v_{\varphi} \varphi_{2m}}{t_m^2 v_t^2}}{\frac{\varphi_{2m}}{t_m^2}} &= \frac{\frac{1}{v_l l_m} v_{\varphi} (\varphi_{1m} - \varphi_{2m})}{\frac{1}{l_m} (\varphi_{1m} - \varphi_{2m})}. \quad (8) \end{aligned}$$

As a result of certain mathematical transformations and reductions, we obtain the ratio between the similarity coefficients [30]:

$$\frac{v_I v_{\varphi}}{v_t^2} = v_M v_{\lambda} v_u v_{\eta} = v_C v_{\varphi}; \quad (9)$$

$$\frac{v_I v_{\varphi}}{v_t^2} = v_C v_{\varphi} = v_m v_l v_{\varphi}; \quad (10)$$

$$\frac{v_{\varphi}}{v_t^2} = \frac{v_{\varphi}}{v_l}. \quad (11)$$

Analyzing expressions (9), (10) and (11), the following dependences were obtained:

$$\begin{cases} \frac{v_I v_{\varphi}}{v_t^2} = v_m v_{\lambda} v_u v_{\eta}; \frac{v_I v_{\varphi}}{v_t^2} = v_C; \\ \frac{v_I}{v_t^2} = v_m v_l; \frac{1}{v_t^2} = \frac{1}{v_l} \rightarrow v_t^2 = v_l. \end{cases} \quad (12)$$

A system of four equations (12) was obtained with eight unknown similarity coefficients. Therefore, the four similarity coefficients are set arbitrarily, and the remaining four coefficients are determined from the system of equations (12). The numerical values of all eight similarity coefficients are summarized in table 1.

Thus, the obtained ratios of the coefficients of similarity of the rotation mechanism of the jib crane make it possible, according to the parameters of a real crane, to read the parameters of its physical model.

Table 1. The value of the similarity coefficients of the physical model of the jib crane

Parameter name	Value of the similarity coefficient
Jib length	10.6
Length of a flexible suspension	18.5
Weight of load	50
Time	4.3
Gear ratio	1.205
Efficiency	1.25
Moment of the inertia of the rotation part of the crane	12052.668
Moment of the inertia of the rotation mechanism drive	8.42

Based on the parameters obtained, a physical model of the full-scale rotation mechanism of the QTZ 80 jib crane was constructed (Fig. 4), the main parameters of which are given in Table 2.



Fig. 4. Physical model of the jib crane rotation mechanism

Table 2. The main parameters of the physical model of the mechanism of rotation of the jib crane

Parameter name	Unit of measurement	Parameter value
Jib length	m	3.75
Length of a flexible suspension	m	2.7
Weight of load	kg	40
Gear ratio	-	1124.9
Efficiency	-	0.69
Moment of the inertia of the jib	kg·m ²	408.27
Moment of the inertia of the drive	kg·m ²	8503.5

Conclusions

1. A physical model of the jib crane rotation mechanism has been developed to conduct experimental studies on similarity theory. To determine the similarity criteria, the equations of motion dynamics were used, which reflect the process of operation of the jib crane rotation mechanism.

2. Using the similarity criteria, the numerical values of the similarity coefficients of the real rotation mechanism of the jib crane and its physical model are determined.

References

1. Loveikin V. S., Pylypaka S. F., Kadykalo I. O. (2017). Dynamic analysis of the mechanism of rotation of the jib crane. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. 258. 192-202.
2. Loveikin V. S., Loveikin Yu. V., Kadykalo I. O. (2017). Optimization of the mode of movement of the jib crane rotation mechanism according to the criterion of the root mean square value of the rate of change of the elastic moment in the drive. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. 275. 10-22.
3. Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Loveikin A. V., Kadykalo I. O. (2019). Optimization of the jib crane rotation mode according to the criterion of the root mean square value of acceleration of force change in the drive mechanism. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 10(3). 5-14. DOI: 10.31548/machenergy.2019.03.005-014.
4. Viatcheslav Loveikin, Yuriy Romasevych, Ivan Kadykalo, Anastasia Liashko. (2019). Optimization of the swinging mode of the boom crane upon a complex integral criterion. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. Sofia. Bulgaria. 49. 285-296.
5. Loveikin V. S., Loveikin Ju. V., Kadykalo I. O. (2018). Analysis of Modes of Motion of Rotation Mechanism of Jib Crane. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. Lublin-Rzeszow. 18(1). 15-25.
6. Nazarenko I. I. (2014). *Research methodology: textbook manual*. Kyiv. KNUBA. 123.
7. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohiienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. (2020). *Agrotronics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph*. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 164.
8. Balovnev V. I. (1981). Modeling the processes of interaction with the environment of the working bodies of road construction machines: Textbook for university students. M.: Vyssh. Shkola. 395.
9. Balovnev V. I. (2014). Similarity and modeling in the road construction machine design system: textbook manual. MADI. Moscow. 147.
10. Balovnev V. I. (1985). *Methods of scale modeling of operating processes of highway construction machines*. Published for the United States Department of Agriculture and the National Science Foundation. Washington. D.C., by Amerind Publishing Co.Pvt.Ltd. New Delhi. 229.
11. Schuring D. S. (1977). *Scale models in engineering*. New-Jork. ergamon press. 289.
12. Balovnev V. I. (2000). *Modeling and forecasting the processes of interaction of machines with multiphase media: ucheb. posobie*. MADI (GTU). Moscow. 62.
13. Pavlov V. P., Karasev G. N. (2011). *Road construction machines. System design, modeling, optimization: ucheb. posobie*. Krasnoyarsk: Sib. Feder. Un-t. 240.
14. Sladkova L. A., Grigor'ev P. A., Krylov V. V. (2019). Modeling the forces in the supports of the machines of the main technological purpose on the example of a self-propelled jib crane. *Scientific and technical bulletin of the Bryansk State University*. 4. 516-522.
15. Dubovoj V. M., Kvyetnyj R. N., Myxal'ov O. I., Usov A. V. (2017). *Modeling and optimization of systems: textbook*. Vinnycya: PP TD«Edel' vejs. 804.
16. Klajn S. Dzh. (1968). *Similarity and Approximate Methods: translation. from english*. Moscow. Mir. 302.
17. Loveikin V. S., Nazarenko I. I., Onyshhenko O. G. (1998). *Theory of technical systems*. Kyiv-Poltava. IZMN-PDTU. 200.
18. Xubka V. (1987). *Technical systems theory*. Moscow. 208.
19. Rudnev V. K., Lazarenko V. I., Rodin I. I. (1981). *Simulation and planning of experiments*. Krasnoyarsk. Izd-vo Krasnoyar. politekhn. in-ta. 54.
20. Sedov L. I. (1977). *Similarity and dimensional methods in mechanics*. Moscow. Nauka. 440.
21. Venikov V. A. (1976). *Similarity theory and modeling*. Moscow. Vysshaya shkola. 479.
22. Kutateladze S. S. (1986). *Similarity analysis and physical models*. Novosibirsk. Nauka. 288.
23. Adler Yu. P., Markova E. V., Granovskij Yu. V. (1976). *Planning an experiment to find optimal conditions*. Moscow. Nauka. 279.
24. Grushko I. M., Sidenko V. M. (1983). *Fundamentals of Scientific Research*. Kyiv. Vyssha shkola. 199.
25. Jib crane [Electronic resource] – Access mode: URL: <https://heavytrade.ru/library/page/?id=53> (Date beast 18.07.2021).
26. Bileczkyj V. S. (2004-2013). *Small mining encyclopedia*. sxidnyj vydavnychy dim.
27. Garnecz V. M., Bezux A. V. (2010). *Methodology of creating machines: navch. posibnyk*. Kyiv. Xaj-Tek Pres. 376.
28. Engineer's library [Electronic resource] – Access mode: URL: <https://injzashita.com/fizicheskoe-modelirovanie-osnovnie-polojeniya.html> (Date beast 18.07.2021).
29. Livitskij N. I. (1990). *Theory of mechanisms and machines*. Moscow. Nauka. 592.
30. Loveikin V. S., Kadykalo I. O. (2019). Selection of similarity criteria for the physical model of the jib crane rotation mechanism. *Agroengineering: modern problems and prospects of development: II International scientific-practical conference*. Kyiv. November 7-8. abstracts of the report. Kyiv. 215-218.
31. Victor F. Gorban, A. Andreev O., Viacheslav O. Stolbovy, S., Firstov, O. & Karpets M. (2021). Influence of the Lattice Parameter on Physical Properties of High-Entropy Coatings. *Scientific Herald of Uzhhorod University. Series "Physics"*, (49), 61-65. doi: 10.24144/2415-8038.2021.49.61-65.

Список літератури

1. Loveikin V. S., Pylypaka S. F., Kadykalo I. O. Dynamic analysis of the mechanism of rotation of the jib crane. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2017. Vol. 258. P. 192-202.
2. Loveikin V. S., Loveikin Yu. V., Kadykalo I. O. Optimization of the mode of movement of the jib crane rotation mechanism according to the criterion of the root mean square value of the rate of change of the elastic moment in the drive. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 2017. Vol. 275. P. 10-22.
3. Loveikin V. S., Romasevych Yu. O., Loveikin A. V., Kadykalo I. O. Optimization of the jib crane rotation mode according to the criterion of the root mean square value of acceleration of force change in the drive mechanism. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 3. P. 5-14. doi: 10.31548/machenergy.2019.03.005-014.
4. Viatcheslav Loveikin, Yuriy Romasevych, Ivan Kadykalo, Anastasia Liashko. Optimization of the swinging mode of the boom crane upon a complex integral criterion. Journal of Theoretical and Applied Mechanics. Sofia. Bulgaria. 2019. Vol. 49. P. 285-296.
5. Loveikin V. S., Loveikin Ju. V., Kadykalo I. O. Analysis of Modes of Motion of Rotation Mechanism of Jib Crane. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow. 2018. Vol. 18. Issue 1. P. 15-25.
6. Nazarenko I. I. Research methodology: textbook manual. Kyiv. KNUBA. 2014. 123 p.
7. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. Agrotechnics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.
8. Balovnev V. I. Modeling the processes of interaction with the environment of the working bodies of road construction machines: Textbook for university students. Moscow. Vyssha Shkola. 1981. 395 p.
9. Balovnev V. I. Similarity and Modeling in the Road Construction Machine Design System: textbook manual. MADI. Moscow. 2014. 147 p.
10. Balovnev V. I. Methods of scale modeling of operating processes of highway construction machines. published for the united states department of agriculture and the national science foundation. Washington. D.C., by Amerind Publishing Co. Pvt. Ltd.. New Delhi. 1985. 229 p.
11. Schuring D. S. Scale models in engineering. New-Jork. ergamon press. 1977. 289 p.
12. Balovnev V. I. Modeling and forecasting the processes of interaction of machines with multiphase media: ucheb. posobie. MADI (GTU). Moscow. 2000. 62 p.
13. Pavlov V. P., Karasev G. N. Road construction machines. System design, modeling, optimization: ucheb. posobie. Krasnoyarsk: Sib. Feder. Un-t. 2011. 240 p.
14. Sladkova L. A., Grigor'ev P. A., Krylov V. V. Modeling the forces in the supports of the machines of the main technological purpose on the example of a self-propelled jib crane. Scientific and technical bulletin of the Bryansk State University. 2019. Vol. 4. P. 516-522.
15. Dubovoj V. M., Kvyetnyj R. N., Myxal'ov O. I., Usov A. V. Modeling and optimization of systems: textbook. Vinnycya: PP TD Edelvejs. 2017. 804 p.
16. Klajn S. Dzh. Similarity and Approximate Methods: translation. from english. Moscow. Mir. 1968. 302 p.
17. Loveikin V. S., Nazarenko I. I., Onyshhenko O. G. Theory of technical systems. Kyiv-Poltava. IZMN-PDTU. 1998. 200 p.
18. Xubka V. Technical systems theory. Moscow. 1987. 208 p.
19. Rudnev V. K., Lazarenko V. I., Rodin I. I. Simulation and planning of experiments. Krasnoyarsk. Izd-vo Krasnoyar. politekhn. in-ta. 1981. 54 p.
20. Sedov L. I. Similarity and Dimensional Methods in Mechanics. Moscow. Nauka. 1977. 440 p.
21. Venikov V. A. (1976). Similarity theory and modeling. Moscow. Vysshaya shkola. 479 p.
22. Kutateladze S. S. Similarity analysis and physical models. Novosibirsk. Nauka. 1986. 288 p.
23. Adler Yu. P., Markova E. V., Granovskij Yu. V. Planning an experiment to find optimal conditions. Moscow. Nauka. 1976. 279 p.
24. Grushko I. M., Sidenko V. M. Fundamentals of Scientific Research. Kyiv. Vyssha shkola. 1983. 199 p.
25. Jib crane [Electronic resource] – Access mode: URL: <https://heavytrade.ru/library/page/?id=53> (Date beast 18.07.2021).
26. Bileczkyj V. S. (2004-2013). Small mining encyclopedia. sxidnyj vydavnychyj dim.
27. Garnecz V. M., Bezux A. V. Methodology of creating machines: navch. posibnyk. Kyiv. Xaj-Tek Pres. 2010. 376 p.
28. Engineer's library [Electronic resource] – Access mode: URL: <https://injzashita.com/fizicheskoe-modelirovanie-osnovnie-polojeniya.html> (Date beast 18.07.2021).
29. Livitskij N. I. Theory of mechanisms and machines. Moscow. Nauka. 1990. 592 p.
30. Loveikin V. S., Kadykalo I. O. (2019). Selection of similarity criteria for the physical model of the jib crane rotation mechanism. Agroengineering: modern problems and prospects of development: II International scientific-practical conference. Kyiv. November 7-8. 2019: abstracts of the report. Kyiv. P. 215-218.
31. Victor F. Gorban, A., Andreev, O., Stolbovy, Serhii V. O., Firstov, O., & Karpets M. V. Influence of the Lattice Parameter on Physical Properties of High-Entropy Coatings . Scientific Herald of Uzhhorod University. Series "Physics". 2021. Vol. 49. P. 61-65. doi: 10.24144/2415-8038.2021.49.61-65

КОНСТРУКЦІЯ ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛІ МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ КРАНА, ПРОГРАМА ТА ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, І. О. Кадикало

Анотація. У цій статті викладено основні положення програми, методику, опис об'єкта експериментальних досліджень та побудову фізичної моделі механізму обертання стрілового крана.

Для дослідження було обрано справжній кран QTZ 80, який відрізняється від лабораторної установки (фізичної моделі) механізму повороту стрілового крана за конструктивними, силовими та енергетичними параметрами, тому в експериментальних дослідженнях використовувалося фізичне моделювання, яке зазвичай змінює масштаб і залишає фізичну природу явищ. Тому для визначення характеристик фізичної моделі використовується теорія подібності.

Для проведення експериментальних досліджень теорії подібності розроблено фізичну модель (лабораторний блок) механізму обертання стрілового крана. Ця модель підготовлена для експериментальних досліджень динаміки механізму обертання в процесі пуску. Для визначення критеріїв подібності використано рівняння руху, що відображають роботу механізму повороту стрілового крана, а саме тримасову динамічну модель механізму обертання, що є системою трьох диференціальних рівнянь другого порядку.

Використовуючи отримані співвідношення критеріїв подібності, визначено чисельні значення коефіцієнтів подібності реального механізму повороту стрілового крана та його фізичної моделі.

На основі отриманих параметрів побудовано фізичну модель натурного механізму обертання стрілового крана.

Результати, отримані в даному дослідженні, можуть бути в подальшому використані для уточнення та вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку механізмів обертання кранів, як на етапах їх проектування/конструювання, так і в реальній експлуатації.

Ключові слова: механізм обертання, експериментальні дослідження, динамічні навантаження, коливання, фізична модель, коефіцієнти подібності, стріловий кран.

КОНСТРУКЦИЯ ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЗМА ВРАЩЕНИЯ КОНСОЛЬНОГО КРАНА, ПРОГРАММА И ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

В. С. Ловейкин, Ю. А. Ромасевич, И. А. Кадыкало

Аннотация. В данной статье изложены основные положения программы, методика, описание объекта экспериментальных исследований и построение физической модели механизма поворота стрелового крана.

Для исследования был выбран реальный кран QTZ 80, который отличается от лабораторной установки (физической модели) механизма поворота стрелового крана конструктивными, силовыми и энергетическими параметрами, по этой причине в экспериментальных исследованиях применялось физическое моделирование, которое обычно изменяет масштаб и оставляет физическую природу явлений. Поэтому для определения характеристик физической модели используется теория подобия.

Для проведения экспериментальных исследований по теории подобия была создана физическая модель (лабораторная установка) механизма поворота стрелового крана. Данная модель подготовлена для экспериментальных исследований динамики механизма вращения в процессе пуска. Для определения критериев подобия использовались уравнения движения, отражающие работу механизма поворота стрелового крана, а именно трехмассовая динамическая модель механизма поворота, представляющая собой систему трех дифференциальных уравнений второго порядка.

С помощью полученных соотношений критериев подобия определяются численные значения коэффициентов подобия реального механизма поворота стрелового крана и его физической модели.

На основе полученных параметров построена физическая модель натурного механизма поворота стрелового крана.

Результаты, полученные в данном исследовании, могут быть в дальнейшем использованы для уточнения и совершенствования существующих инженерных методов расчета механизмов поворота кранов, как на этапах их проектирования/строительства, так и в условиях реальной эксплуатации.

Ключевые слова: механизм вращения, экспериментальные исследования, динамические нагрузки, колебания, физическая модель, коэффициенты подобия, стреловой кран.

V. S. Loveikin ORCID 0000-0003-4259-3900.

Yu. O. Romasevych ORCID 0000-0001-5069-5929.

I. O. Kadykalo ORCID 0000-0002-5686-5869.

УДК 621:664: 669.01(075)

NONMETALLIC INCLUSIONS AND SECONDARY STRUCTURE OF CONTINUOUS CASTING STEELS

Ye. G. Aftandilants

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Ukraine.

Speciality of article: 131 – applied mechanics.

Corresponding author: aftyev@yahoo.com.

Article history: Received – April 2021, Accepted – August 2021, Published – 30 September 2021.

Bibl. 14, fig. 14, tabl. 4.

Abstract. The article presents the results of a study of the non-metallic inclusions and secondary structure of continuous casting steels. It is estimated that the main quantity of non-metallic inclusions ($\approx 72\%$) is inputted in steel during the deoxidization and the secondary oxidation, therefore the casting processes need to be managed very well to decrease the quantity of non-metallic inclusions in liquid steel.

Reducing the secondary dendrite arms spacing for the strip casting process, in comparison with the conventional continuous casting process of thick slab, will reduce the size of non-metallic inclusion and as a result could improve the mechanical properties of steel.

Content of the endogenous non-metallic inclusions in stainless steel with Ti, in carbon steel and in electrical steel grades decreases in ladle and tundish in 2.7–3.2 times in comparison with quantity of non-metallic inclusions before pouring from furnace.

The increasing of the tundish width decreases in 20 times the quantity of nonmetallic inclusions by sizes from 70 to 80 μm , and in 5–6 times by sizes 220–230 μm . Increasing of the tundish height reduces of the oxygen content in continuous casting of slab.

It was developed the dependence of the secondary dendrite arm spacing with cooling rate.

Analysis shown, that the secondary dendrite arms spacing for the strip casting process decreases from 5.91 to 8.31 times in comparison with the conventional continuous casting process of thick slab of thickness 220 mm. Simultaneously non-metallic inclusions sizes to decrease, too. Rapid solidification reduces the number of large non-metallic inclusions: the inclusion number larger than 1 μm is decreased by a ratio of 5 in comparison with the conventional slabs process.

It was estimated influence of main parameters on the average grain sizes and the steel microstructure for the strip and conventional casting processes.

The dependence of the grain size of carbon and low alloying steels grades ($\text{C} = 0.08\text{--}0.6\%$, $\text{Si} = 0.4\text{--}0.6\%$, $\text{Mn} = 0.4\text{--}1.4\%$, $\text{P} < 0.03\%$, $\text{S} < 0.03\%$), ($\text{C} = 0.04\text{--}0.6\%$, $\text{Si} = 0.11\text{--}0.3\%$, $\text{Mn} = 0.3\text{--}1.12\%$, $\text{P} = 0.01\text{--}0.035\%$, $\text{S} = 0.005\text{--}0.035\%$, $\text{Nb} = 0.013\%$, $\text{V} = 0.001\%$) and high chromium and stainless steels of type AISI 430 and 304 ($\text{C} = 0.03\text{--}0.12\%$, $\text{Si} = 0.83\text{--}1.0\%$, $\text{Mn} = 0.8\text{--}1.0\%$, $\text{Cr} =$

$=16.0\text{--}18.4\%$, $\text{Ni} = 8.47\%$, $\text{N} = 0.03\%$) from casting speed range, final thickness of slab or sheet, reduction, temperature range is estimated by a multi regression analysis.

The grain size of steel obtained by the strip casting process, in range 1300 to 1400 $^{\circ}\text{C}$, is 2.3 time smaller than for the slab casting processes with slab thickness from 50 to 220 mm.

Key words: steel, chemical composition, non-metallic inclusions, secondary structure, continuous casting of steels

Introduction

The use and production of sheet metal products are constantly growing, the problem of increasing the productivity of technology and equipment, improving the quality of rolling, energy saving, environmental safety is exacerbated [1].

Thin steel sheet is a type of metal that are most popular and widely used in engineering, automotive, construction, food and other industries [2].

One of the main directions of scientific and technological progress in metallurgical production is the direct production of thin sheet metal from molten steel [3]. The technological process of direct production of thin rolled products from the melt and its implementation is one of the most promising in metallurgy in recent decades [4].

Formulation of problem

Research, development, improvement and implementation in production of technologies that can significantly reduce production costs, production time and significantly reduce harmful emissions into the environment, namely the technology of continuous casting of thin sheet, is currently very relevant [5].

World leaders in this field (USA, Japan, Australia, Germany, Italy and others) have achieved significant results in the development of technological schemes and designs of casting machines and their implementation in the metallurgical industry [6]. However, due to significant

technological and technical difficulties, it is not possible to establish a sustainable high-performance industrial process with operational changes in the product range today [7].

The main problem of direct production of high-quality thin steel sheet is the presence of a large number of interdependent technological parameters that affect the size and distribution of non-metallic inclusions and the secondary structure of the sheet [8].

The smallest differences in these parameters have a negative effect on surface quality and homogeneity of the rolled structure [9].

Low stability of the process does not allow to establish the production of high-quality thin rolled steel, the needs of which are constantly increasing [10].

The problem of steel sheet production in Ukraine has not been solved, so it is relevant and aimed at meeting the needs of mechanical engineering, automotive and other industries [11].

Taking into account the needs and requirements of the world consumer market of metal products, including the industry of Ukraine [12], the production of thin steel sheet will remain a promising technological process, the problems of which must be solved [13].

Solving these problems requires further in-depth study of the influence of chemical composition and technological parameters of production on the size and distribution of non-metallic inclusions and the secondary structure of the sheet [14].

Analysis of recent research results

The main advantages of the technology in comparison with traditional slab casting and subsequent rolling are the following [4]:

- significant reduction of energy consumption (3-7 times);
- shorter length of the technological line (up to 50 m, in contrast to the traditional scheme of 150-1000 m);
- the cycle of production of hire takes no more than 15 minutes; ecological purity (reduction of harmful gas emissions by 70-90%);
- opportunity to successfully integrate as an effective complement to the structural and technological changes of enterprises with a full production cycle during their modernization, which is relevant and necessary for the industry of Ukraine.

The introduction of the technology of thin steel casting-rolling in industrial production makes it possible to eliminate many technical and economic problems that existed in the traditional metallurgical production. The new method ensures high profitability of obtaining rolled metal from grades of steels and alloys that are difficult to deform, the production of which by the traditional method is difficult or impossible [4]. High rates of metal crystallization contribute to the uniform distribution of small non-metallic inclusions, obtaining a fine-grained structure and inhibiting the sequestration of impurities, which provides a new, higher level of quality and mechanical properties of metal products [11].

Results of research

Non-metallic inclusions. Sources of non-metallic inclusions in steel are lining of smelting furnace, lining of chute of furnace, bottom-pouring refractories, lining of ladle, slag from smelting furnace, metallic scrap, products of secondary oxidation and products of deoxidization. Approximately inclusion quantity is inputted in steels are shown in Table 1.

Table 1. Sources of non-metallic inclusions in steels and approximately quantity inputted inclusions (N_{nmi}).

Name of source of non-metallic inclusions	N_{nmi} , %
Lining of smelting furnace	0.5
Lining of chute of furnace	0.5
Bottom-pouring refractories	1.0
Lining of ladle	3.0
Slag from smelting furnace	3.0
Metallic scrap	20.0
Products of secondary oxidation	32.0
Products of deoxidization	40.0
Sum	100.0

The data of Table 1 are the basis for calculating and predicting of the thickness influence on the element segregation in continuously cast steel slabs.

The above data show that the main quantity of non-metallic inclusions (72%) it inputted during the deoxidization and the secondary oxidation.

Content of the endogenous non-metallic inclusions in stainless steel with Ti, carbon steel and electrical steel grades, in furnace before pouring (1) in ladle (2) and tundish (3) are as shown in Fig. 1.

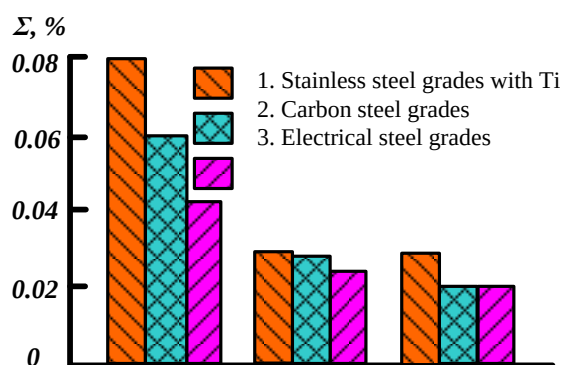


Fig. 1. Content of the endogenous non-metallic inclusions in stainless steel with Ti, in carbon steel grades and in electrical steel grade in furnace before pouring (1), in ladle (2) and tundish (3).

Data of Fig. 1. show that content of the endogenous non-metallic inclusions in stainless steel with Ti, in carbon steel grades and in electrical steel grades decreases in ladle and tundish in 2.7–3.2 times in comparison with quantity of non-metallic inclusions before pouring from furnace.

Influence of the tundish width on the quantity of non-metallic inclusions is shown in Fig. 2.

The data from Fig. 2. show that the increasing of the tundish width decreases in 20 times the quantity of

nonmetallic inclusions by sizes from 70 to 80 μm , and in 5-6 times by sizes 220-230 μm .

Increasing of the tundish height reduces of the oxygen content in CC of slab (Fig. 3).

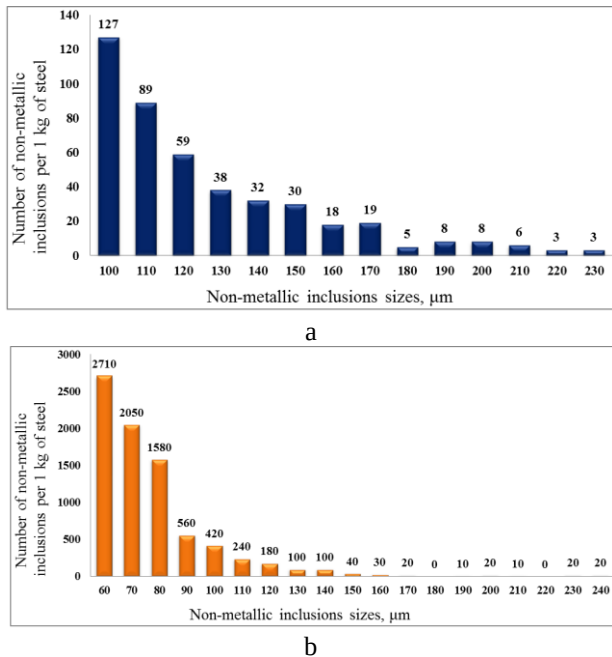


Fig. 2. Influence of the tundish width on the quantity of non-metallic inclusions [1]: a, b – tundish width is 1.08 and 0.8 m, accordingly.

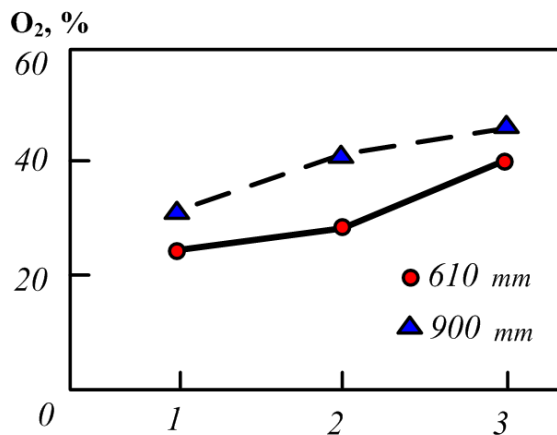


Fig. 3. Influence of the tundish height on the oxygen content in CC of slab: 1 – start; 2 – middle; 3 – finish.

Influence of the slag thickness in tundish and the tundish barriers on the quantity of non-metallic inclusions is shown in Fig. 4.

The data from Fig. 4 show that by decreasing the slag thickness and by using barriers in tundish the quantity of non-metallic inclusions decreases too.

Independently from forming shape process of non-metallic inclusions, they are concentrated between dendrites arms and on the surface of boundary primary grains.

The dependence of the secondary dendrite arm spacing (λ_{II} , μm) with cooling rate (R , $^{\circ}\text{C/s}$) is as follow:

$$\lambda_{II} = 96 \cdot R^{-0.42}, \quad (1)$$

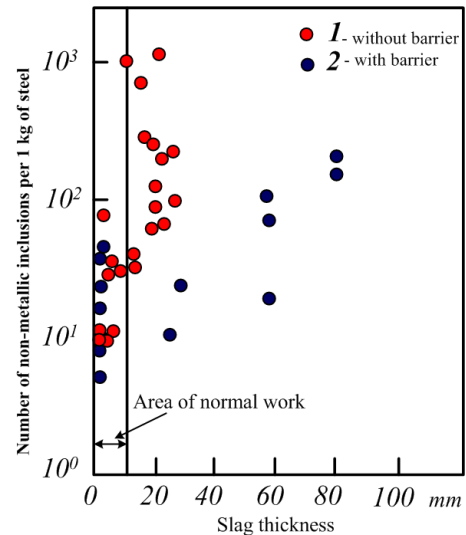


Fig. 4. Influence of the slag thickness and the tundish barriers on the quantity of non-metallic inclusions.

The secondary dendrite arm spacing (λ_{II} , μm) for thick slab and strip casting processes, is as in following Table 2.

Table 2. Влияние параметров затвердевания на размеры дендритов и расстояние между осями дендритов 2 порядка.

Parameter	Strip		Thick slab
Thickness, mm	1.2	1.8	220
Casting speed, m/min	131	59	2
Total solidification time, s	0.116	0.258	1070
Average speed of crystallization, mm/s	5.172	3.488	0.103
Average shell cooling rate in mould, $^{\circ}\text{C/s}$	1853	826	12
Average size of dendrites (x^p), mm	0.6 - 0.7	1.0 - 1.2	12.0 - 20.0
Secondary dendrite arms spacing (λ_{II} , μm)	4.07	5.72	33.81

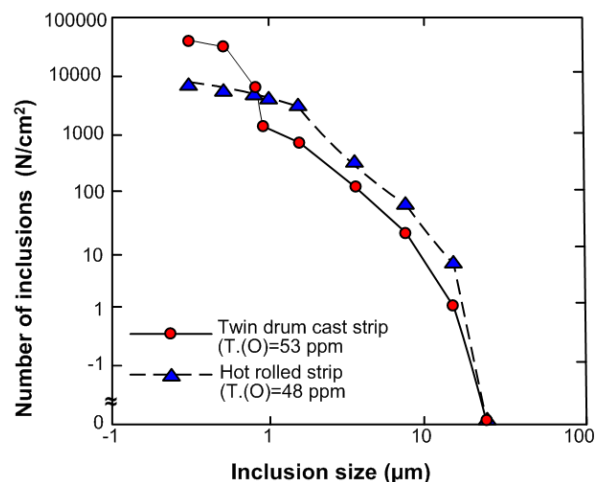


Fig. 5. Size distribution of non-metallic inclusions.

The data of Table 2 show that the secondary dendrite arms spacing for the strip casting process decreases from 5.91 to 8.31 times in comparison with the conventional continuous casting process of thick slab of thickness 220 mm. This means that for the strip casting process the sizes of non-metallic inclusions will be decreased from 5.91 to 8.31 times, too. Rapid solidification reduces the number of large non-metallic inclusions: the inclusion number larger than $1\ \mu\text{m}$ is decreased by a ratio of 5 in comparison with the conventional slabs process, as presented in Fig. 5.

Experimental data show that the reduction of size of non-metallic inclusions improves the properties of steel, for example the critical cracks (Fig. 6).

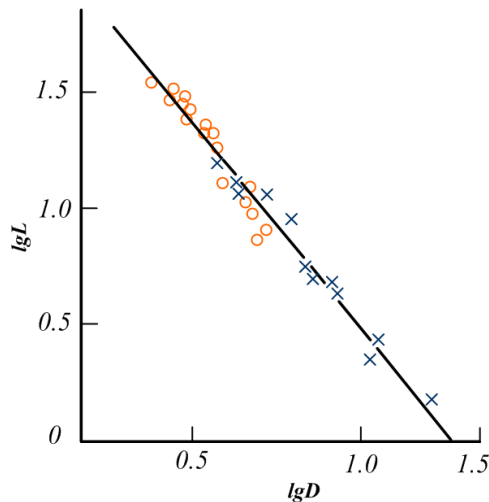


Fig. 6. Influence of the size of manganese (MnS) sulfides ($\lg D$) on critical crack length ($\lg L$).

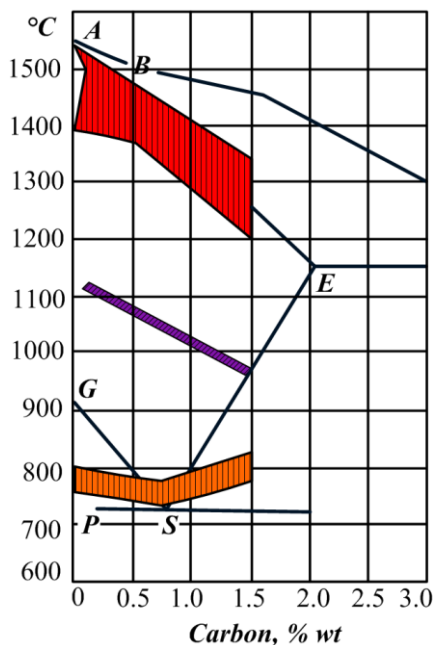


Fig. 7. Influence of carbon content on position of brittleness fields.

The data from Fig. 6 show that in case of decreasing the size of non-metallic inclusion in range from 5.91 to 8.31 times it is possible to increase the crack resistance in range from 1.87 to 2.64 times.

Secondary structure. During solidification the steel has a few temperature intervals of brittleness, where plastic properties are dropped:

1. High temperature brittleness from solidus temperature (t_s) to $1200 - 1340\ ^\circ\text{C}$ (as result of impurities accumulation and elements segregation on grain boundaries);

2. Medium temperature brittleness – from 1150 till $950\ ^\circ\text{C}$ (as result of sulfides accumulation on grain boundaries, with $\text{Mn/S} > 60$ the brittleness is absented);

Low temperature brittleness – from 850 till $700\ ^\circ\text{C}$ (as result AlN precipitation on grain boundaries). The influence of carbon content on brittleness fields is shown on Fig. 7.

In these intervals, as consequence of element segregation on the austenite grain boundary, increases the probability of crack appearance.

The element segregation to the austenite grain boundary depended strongly on the grain size of structure.

In Fig. 8 is shown the grain sizes evolution of the steel grade St 14 ($\text{C} < 0.08$, $\text{Mn} < 0.40$, $\text{P} < 0.03$, $\text{S} < 0.03$) relatively for conditions of casting, pressing, rolling and coiling.

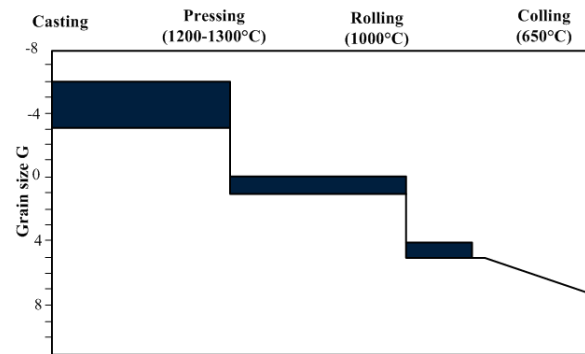


Fig. 8. Grain size evolution for a strip of thickness of 12 mm.

In research was shown the austenite and ferrite grain characteristics as a function of the amount of hot deformation (Fig. 9).

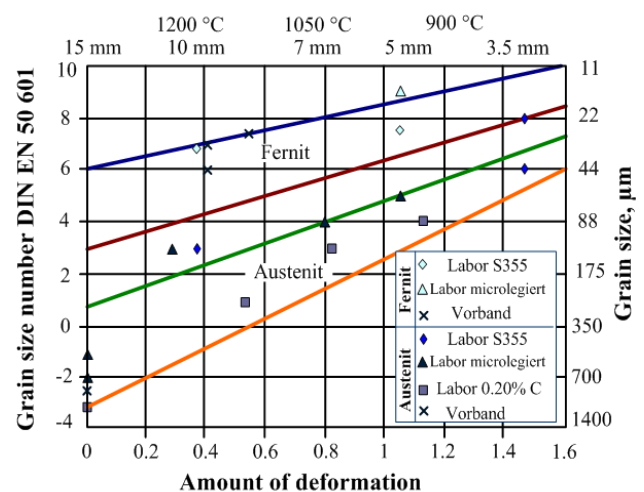


Fig. 9. Austenite and ferrite grain characteristics as a function of the amount of hot deformation.

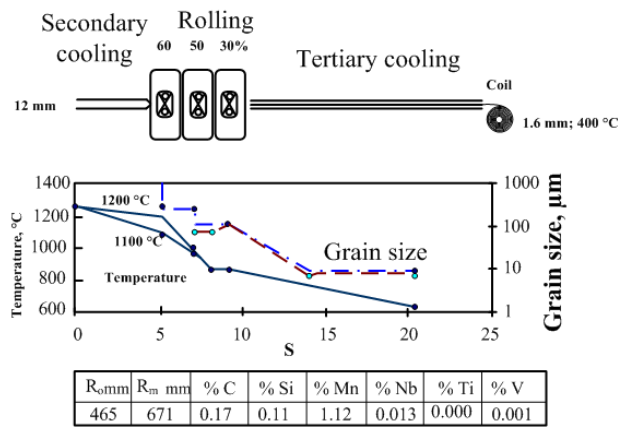


Fig. 10. The grain size of steel S355, featuring two initial-pass temperatures for in – line rolling.

Modeling of the grain size of steel grade S355, featuring two initial-pass temperatures for in – line rolling, is shown in Fig. 10.

In according with results of research the microstructure of electric steel grade, produced by strip casting is shown in Fig. 11.

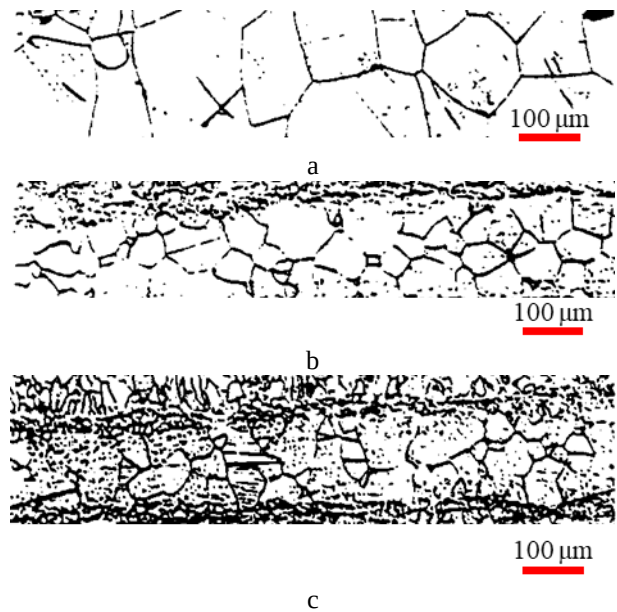


Fig. 11. Microstructure of a strip transversal section of electric steel grade in temperature range from 1000 (a) to 800 (b) and 600 (c) °C.

Table 3. Influence of main parameters on the average grain sizes for the strip and conventional casting processes.

N	Chemical composition, %wt.	Sizes of slab or thickness of strip, mm	Speed of casting, m/min	Superheat, °C	Reduction at pressing, %/t, °C	Hot reduction at rolling, %/t, °C	Rolling	Temperature, °C	Grain size, μm (γ phase, α phase)		Source
									Surf.	Cent.	
1	Low – C = 0.04% (Si=0.15–0.30; Mn=0.50–0.80; P<0.01; S<0.005; Al<0.005; N<0.01) (AISI 1005)	22.6 – 3.1	35 – 45	50 - 60	-	30/-	-	as-cast	100 (γ)	300 (γ)	13
2	Peritectic – C= 0.1%	2.8 – 3.0	65	45 – 60			-		100 (γ)	400 (γ)	
3	Medium – C =0.45%	3.0	40	70			-		80 (γ)	200 (γ)	
6.1	C<0.007, Si=4.5, P<0.01, Ni<0.07, Ti<0.02, Co<0.02, Al<0.01. electric steel	0.1 – 0.3	360	30	Force, kN 30 - 300	-	* t of coil	1000*	α phase		12
-								89.6			
800*								14.7	81.6		
600*								14.6	40.2		
400*								14.6	9.1		
as cast							11.5	8.6			
7.1	C < 0.08, Mn <	50 →	4	Casting – to 1200 – 1300 °C					1000-2828		
7.2				25/	-			250 – 354			

7.3	0.40, P < 0.03, S < 0.03 (St14)	squeezing rolling to 25- 30 mm	- 6.5		1200 - 1300	35/ 1000			62.5–88.4	10		
7.4		50 ...→ 12							coiling to 650 °C		31.2	
7.5		50 ...→ 6				60/100 0		15.6				
8.1	C = 0.17, Si = 0.11, Mn = 1.12, Nb = 0.013 , V = 0.001 (S35 5)	12...→ 1.6	50 – 60	As cast – 1400					1000		11	
					1- rollin g 60% / 1200- 1050				500			
								100				
						2-rolling 50% / 1050-900	3- rolli ng 30% / 900- 850	coiling to 400 °C	10			
8.2	S355 (C = 0.15 - 0.2, Si < 0.3, Mn= 0.3 - 0.6, P<0. 035, S<0. 035,)	15	50 – 60	Strip					γ	α		
				As - cast – 1350 °C					865	44		
				15 mm → 10 mm at 1200 °C					-	33		
				15 mm → 10 mm at 1200 °C → 9 mm at 1150 °C					-	27		
9.1	C = 0.03; Si=0. 83; Mn= 0.80; Cr = 18.4; Ni = 8.47; N = 0.03 (AISI 304)	3	100	As – cast → hot coil					28 – 34		14	
9.2		3 → 0.9		Cold rolling (Z-mill) 70% → annealing (cal) 1150 °C, 1.6 min → skin pass–0.3 %					24 - 27			
9.3		3 → 1.5		Cold rolling (tandem mill) 50% → annealing (cal) 1150 °C, 1.6 min					13 – 16			
9.4		3 → 0.9		Cold rolling (tandem mill) 50% → annealing (cal) 1150 °C, 1.6 min → Cold rolling (tandem mill) 40% → annealing (cal) 1150 °C, 1.6 min					12.5 - 18			
10.1	C < 0.12;	(50– 60)→ 5	3 – 4.4	20 - 40	Rolling at 960–970 °C + annealing at 740– 780 °C + coiling at 850 – 860 °C				31.2		15	
10.2	Si < 1.0; Mn < 1.0; Cr=1 6.0- 18.0 (AISI 430)	(50– 60)→ 3			Rolling at 960–970 °C + annealing at 740– 780 °C + coiling at 850 – 860 °C				22.1			
11	St 17GS (C = 0.14 - 0.20,			13 ton ingot	As – cast				1400	647		8
									1300	493		

	Si = 0.4 - 0.60, Mn = 1.0 – 1.4)				1200	147		
12	St 3 (C = 0.14 - 0.22, Si = 0.12 - 0.30, Mn = 0.4 – 0.65)		As – cast		1300	250		18
					1250	32		
13	(C=0.95-.05,Si=0.17-0.37,Mn=0.2–0.4, Cr=1.3-1.65) ShKh 15		As – cast		1200	250		
					1100	94		
14	C=0.38, Si=0.21, Mn=0.53, P=0.02, S=0.009, Cr=0.28		After rolling at 930 °C, with reduction of thickness on 45 %,		20	100 - 200		4, 17
15	St 17GS (C = 0.14 - 0.20, Si = 0.4 - 0.60, Mn = 1.0 – 1.4)	30 → 7.4	Speed of crystallization ≈ 2.6 mm/s.	Finish rolling at 850 °C	20	Surf.	Cent.	18
						48	63	
		30 → 2.0				20	32	

Technological parameters of the above structure, presented in Fig. 11, are as follow:

1. Chemical composition (% wt.): C < 0.007, Si = 4.5, P < 0.01, Ni < 0.07, Ti < 0.02, Co < 0.02, Al < 0.01.

2. Superheat – 30 °C.

3. Roll diameter – from 300 to 400 mm.

4. Roll length – 150 mm.

5. Casting speed – 6 m/s.

6. Cast strip thickness – from 0.1 to 0.3 mm.

7. Separation force per unit length of the roll ranged from 0.2 to 2.0 kN/mm.

8. Strip tension between the twin-roll and caster and the coiler ranged from 11 to 44 N/mm².

Dependence of the average grain sizes of strip with the strip coiling temperature is shown in Fig. 12.

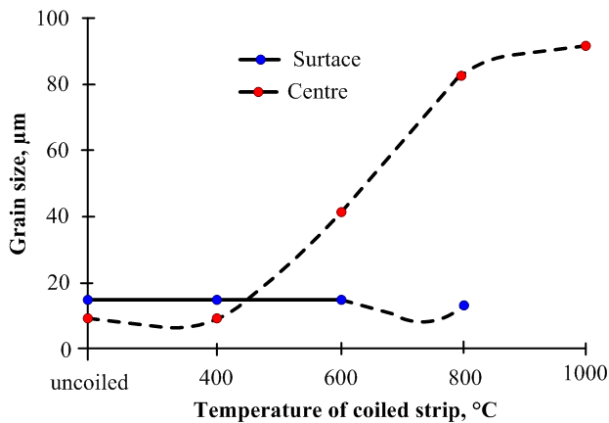


Fig. 12. Dependence of the average grain sizes of strip with the strip cooling temperature.

Table 4. Microstructure description.

N of position in tabl. 3	Description of microstructure	Source
1	Mainly acicular ferrite	13
2	Ferrite + Pearlite	
3	Fully pearlitic	

In Table 3 and Table 4 are presented respectively the influence of main parameters on the average grain sizes

and the steel microstructure for the strip and conventional casting processes.

Dependence of the grain size (D_{ccc} , μm) of carbon and low alloying steels grades (C = 0.08 - 0.6%, Si = 0.4 - 0.6%, Mn = 0.4 - 1.4%, P < 0.03%, S < 0.03%) for the conventional continuous casting process with following conditions:

- casting speed range (V_{cast}) from 2 to 10 m/min;
- final thickness of slab or sheet (δ_{fin}) - 2.0 ÷ 135 mm;

- reduction (R_{sum}) - 0 ÷ 93.3 %;

- measured temperature rang of grain size (t_{gs}) - 25 ÷ 1250 °C

is estimated by a multi regression analysis with the following relation:

$$D_{ccc} = 36657 - 889.6 \cdot V_{\text{cast}} - 946.8 \cdot \delta_{\text{fin}} - 276 \cdot R_{\text{sum}} - 4.268 \cdot t_{\text{gs}} + 0.3647 \cdot t_{\text{gs}} \cdot \delta_{\text{fin}} + 2.125 \cdot \delta_{\text{fin}}^2, \quad (2)$$

Coefficient of multi correlation $R = 0.999$.

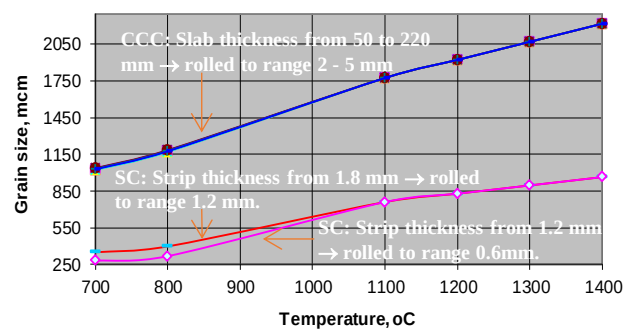


Fig. 13. Influence of temperature on grain sizes of steel manufactured by conventional continuous casting (CCC) and strip casting (SC).

Depended of the grain size (D_{str} , μm) of carbon and low alloying steels grades (C = 0.04 - 0.6%, Si = 0.11 - 0.3%, Mn = 0.3 - 1.12%, P = 0.01 - 0.035%, S = 0.005 - 0.035%, Nb = 0.013%, V = 0.001%) for the strip casting process with following conditions:

- casting speed range (V_{cast}) from 40 to 65 m/min;
- final thickness of slab or sheet (δ_{fin}) - 1.68 ÷ 12 mm;

- reduction (R_{sum}) - 0 ÷ 86 %;

- measured temperature range of grain size (t_{gs}) - 25 ÷ 1400 °C is estimated by a multi regression analysis with the following relation:

$$D_{str} = 10.6 + 0.6806 \cdot t_{gs} - 0.005961 \cdot R_{sum} \cdot t_{gs}^2, \quad R = 0.985, \quad (3)$$

Depended of the grain size (D_{str} , μm) of high chromium and stainless steels of type AISI 430 and 304 ($C = 0.03 - 0.12\%$, $Si = 0.83 - 1.0\%$, $Mn = 0.8 - 1.0\%$, $Cr = 16.0 - 18.4\%$, $Ni = 8.47\%$, $N = 0.03\%$) for the strip casting process with following conditions:

- casting speed range (V_{cast}) from 3.7 to 100 m/min;
- final thickness of slab or sheet (δ_{fin}) - 0.9 ÷ 5 mm;
- reduction (R_{sum}) - 0 ÷ 94.5 %;

- measured temperature range of grain size – room temperature is estimated by a multi regression analysis with the following relation:

$$D_{strst} = 20.6 - 0.02008 \cdot V_{cast} - 0.1208 \cdot R_{sum} + 4.336 \cdot \delta_{fin}, \quad R = 0.908, \quad (4)$$

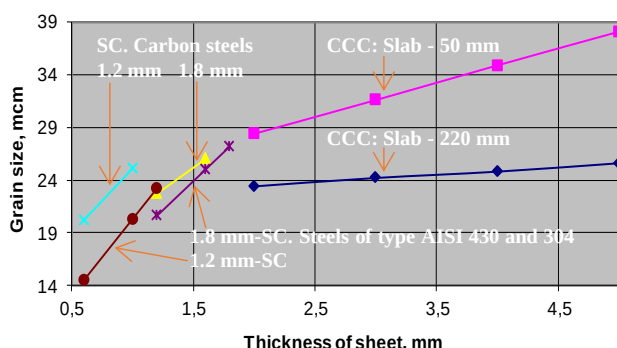


Fig. 14. Influence of the steel manufacture route on the grain size of the carbon and high alloying steels at room temperature.

In accordance with the data of Table 3, the influence of temperature and thickness on the grain sizes of steel manufactured respectively by conventional continuous casting (CCC) and strip casting (SC) are presented respectively in Figures 13 and 14.

The data of Fig. 13 show that at temperature 1300–1400 °C the grain size of strip decreases nearly 2.30 times respect to the conventional casting.

Influence of the steel manufacture route on the grain size of the carbon and high alloying steel grades, at room temperature, is shown in Fig. 14.

Conclusions

1. It is estimate that main quantity of non-metallic inclusions ($\approx 72\%$) it inputted in steel during the deoxidization and the secondary oxidation, therefore the casting processes need to be managed very well to decrease the quantity of nonmetallic inclusions in liquid steel.

2. Reducing the secondary dendrite arms spacing for the strip casting process, in comparison with the conventional continuous casting process of thick slab, will reduce the size of non-metallic inclusion and as result could improve the mechanical properties of steel.

3. Content of the endogenous non-metallic inclusions in stainless steel with Ti, in carbon steel and in electrical steel grades decreases in ladle and tundish in 2.7–3.2 times in comparison with quantity of non-metallic inclusions before pouring from furnace.

4. The increasing of the tundish width decreases in 20 times the quantity of nonmetallic inclusions by sizes from 70 to 80 μm , and in 5- 6 times by sizes 220-230 μm .

5. Increasing of the tundish height reduces of the oxygen content in CC of slab.

6. It was development the dependence of the secondary dendrite arm spacing with cooling rate.

7. Analysis shown, that the secondary dendrite arms spacing for the strip casting process decreases from 5.91 to 8.31 times in comparison with the conventional continuous casting process of thick slab of thickness 220 mm. Simultaneously non-metallic inclusions sizes to decrease, too. Rapid solidification reduces the number of large non-metallic inclusions: the inclusion number larger than 1 μm is decreased by a ratio of 5 in comparison with the conventional slabs process.

8. It was estimated influence of main parameters on the average grain sizes and the steel microstructure for the strip and conventional casting processes.

9. The dependence of the grain size of carbon and low alloying steels grades ($C = 0.08 - 0.6\%$, $Si = 0.4 - 0.6\%$, $Mn = 0.4 - 1.4\%$, $P < 0.03\%$, $S < 0.03\%$), ($C = 0.04 - 0.6\%$, $Si = 0.11 - 0.3\%$, $Mn = 0.3 - 1.12\%$, $P = 0.01 - 0.035\%$, $S = 0.005 - 0.035\%$, $Nb = 0.013\%$, $V = 0.001\%$) and high chromium and stainless steels of type AISI 430 and 304 ($C = 0.03 - 0.12\%$, $Si = 0.83 - 1.0\%$, $Mn = 0.8 - 1.0\%$, $Cr = 16.0 - 18.4\%$, $Ni = 8.47\%$, $N = 0.03\%$), from casting speed range, final thickness of slab or sheet, reduction, temperature range is estimated by a multi regression analysis.

10. The grain size of steel obtained by the strip casting process, in range 1300 to 1400 °C, is 2.3 time smaller than for the slab casting processes with slab thickness from 50 to 220 mm. For the strip casting process the grain size decreases compared to the conventional continuous casting process, as consequence it is possible to increase of the element content in steel for the strip casting process.

Список літератури

1. Zhi-ling Peng, Chun-gui Zhou. Research on modeling of nonlinear vibration isolation system based on Bouc-Wen model. Defence Technology. 2014. Vol. 10. P. 371-374.
2. Semenov M. E., Meleshenko P. A., Solovyov A. M., Semenov A. M. Hysteretic nonlinearity in inverted pendulum problem. Springer Proceedings in Physics. 2015. Vol. 168. P. 463-507.
3. Bernyk I., Nazarenko I., Luhovskyi O. Effect of rheological properties of materials on their treatment with ultrasonic cavitation. Materials and technology. 2018. Vol. 4 (52). P. 465-468.
4. Veklich A., Tmenova T., Zazimko O., Trach V., Lopatko K., Titova L., Boretskij V., Aftandilants Y., Lopatko S., Rogovskiy I. Regulation of biological processes with complexions of metals produced by

underwater spark discharge. 2020. Springer Proceedings in Physics. Book series Nanomaterials and Nanocomposites, Nanostructure Surfaces and Their Applications. Vol. 247. P. 283-306.

5. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 6 (7-108). P. 71-79. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217747.

6. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 3(105). P. 19-29.

7. Tmenova T., Valensi F., Veklich A., Cressault Y., Boretskij V., Lopatko K., Aftandilyant Y. Etude d'un arc impulsif immergé à l'aide de deux dispositifs expérimentaux. *Journal International de Technologie, de l'Innovation, de la Physique, de l'Energie et de l'Environnement*. 2017. Vol. 3. No 1. P. 2428-8500. doi: 10.18145/jitipee.v3i1.159.

8. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. *Agrotronics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph*. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. 164 p.

9. Boretskij V. F., Veklich A. N., Tmenova T. A., Cressault Y., Valensi F., Lopatko K. G., Aftandilyants Y. G. Plasma of underwater electric discharges with metal vapors. *Problems of atomic science and technology*. 2019. № 1. Series: Plasma Physics (25). P. 127-130.

10. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 4. Issue 7(112). P. 41-49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.

11. Aftandilyants Ye. G. Thickness influence on element segregation in continuously cast steel slabs. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 2. P. 15-22. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.02.015>.

12. Palamarchuk I., Rogovskii I., Titova L., Omelyanov O. Experimental evaluation of energy parameters of volumetric vibroseparation of bulk feed from grain. *Engineering for Rural Development*. 2021. Vol. 20. P. 1761-1767. doi: 10.22616/ERDev.2021.20.TF386.

13. Rogovskii I. L., Titova L. L., Gumenyuk Yu. O., Nadtochiy O. V. Technological effectiveness of formation of planting furrow by working body of passive type of orchard planting machine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. Vol. 839. P. 052055. doi:10.1088/1755-1315/839/5/052055.

14. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Borak K. V., Lavrinenko O. T., Bannyi O. O. Research on a grain cultiseeder for subsoil-broadcast sowing. *INMATEH. Agricultural Engineering*. 2021. Bucharest.

Vol. 63. No 1. P. 385-396. DOI: 10.35633/INMATEH-63-39.

References

1. Zhi-ling Peng, Chun-gui Zhou. (2014). Research on modeling of nonlinear vibration isolation system based on Bouc-Wen model. *Defence Technology*. 10. 371-374.

2. Semenov M. E., Meleshenko P. A., Solovyov A. M., Semenov A. M. (2015). Hysteretic nonlinearity in inverted pendulum problem. *Springer Proceedings in Physics*. 168. 463-507.

3. Bernyk I., Nazarenko I., Luhovskiy O. (2018). Effect of rheological properties of materials on their treatment with ultrasonic cavitation. *Materials and technology*. 4 (52). 465-468.

4. Veklich A., Tmenova T., Zazimko O., Trach V., Lopatko K., Titova L., Boretskij V., Aftandilyants Y., Lopatko S., Rogovskiy I. (2020). Regulation of biological processes with complexions of metals produced by underwater spark discharge. *Springer Proceedings in Physics. Book series Nanomaterials and Nanocomposites, Nanostructure Surfaces and Their Applications*. 247. 283-306.

5. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. (2020). Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 6 (7-108). 71-79. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217747.

6. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. (2020). Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 3(105). 19-29.

7. Tmenova T., Valensi F., Veklich A., Cressault Y., Boretskij V., Lopatko K., Aftandilyant Y. (2017). Etude d'un arc impulsif immergé à l'aide de deux dispositifs expérimentaux. *Journal International de Technologie, de l'Innovation, de la Physique, de l'Energie et de l'Environnement*. 3(1). 2428-8500. doi: 10.18145/jitipee.v3i1.159.

8. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. (2020). *Agrotronics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph*. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 164.

9. Boretskij V. F., Veklich A. N., Tmenova T. A., Cressault Y., Valensi F., Lopatko K. G., Aftandilyants Y. G. (2019). Plasma of underwater electric discharges with metal vapors. *Problems of atomic science and technology*. 1. Series: Plasma Physics (25). 127-130.

10. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. (2021). Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 4(7(112)). 41-49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.

11. Aftandilants Ye. G. (2021). Thickness influence on element segregation in continuously cast steel slabs. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 12(2). 15-22. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.02.015>.

12. Palamarchuk I., Rogovskii I., Titova L., Omelyanov O. (2021). Experimental evaluation of energy parameters of volumetric vibroseparation of bulk feed from grain. *Engineering for Rural Development*. 20. 1761-1767. doi: 10.22616/ERDev.2021.20.TF386.

13. Rogovskii I. L., Titova L. L., Gumenyuk Yu. O., Nadtochiy O. V. (2021). Technological effectiveness of formation of planting furrow by working body of passive type of orchard planting machine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 839. 052055. doi:10.1088/1755-1315/839/5/052055.

14. Rogovskii I.L., Titova L.L., Trokhaniak V.I., Borak K.V., Lavrinenko O.T., Bannyi O.O. (2021). Research on a grain cultiseeder for subsoil-broadcast sowing. *INMATEH. Agricultural Engineering*. Bucharest. 63(1). 385-396. doi: 10.35633/INMATEH-63-39.

НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ВКЛЮЧЕНИЯ И ВТОРИЧНАЯ СТРУКТУРА НЕПРЕРЫВНО ЛИТЫХ СТАЛЕЙ

Е. Г. Афтандилянц

Аннотация. В статье представлены результаты исследования неметаллических включений и вторичной структуры сталей непрерывной разливки. Подсчитано, что основное количество неметаллических включений (72%) вносится в сталь во время раскисления и вторичного окисления, поэтому необходимо целенаправленное управление процессами литья, для уменьшения количества неметаллических включений в стали.

Уменьшение расстояния между дендритными ветвями второго порядка, в случае процесса разливки ленты, по сравнению с традиционным процессом непрерывной разливки толстых слабов приводит к уменьшению размера неметаллических включений и, как результат, улучшению механических свойств стали.

Содержание эндогенных неметаллических включений в нержавеющей стали с Ti, в углеродистой стали и в электротехнических марках стали снижается в ковше и разливочном устройстве в 2,7 - 3,2 раза по сравнению с количеством неметаллических включений перед разливкой из печи.

При увеличении ширины промежуточного ковша количество неметаллических включений размером от 70 до 80 мкм уменьшается в 20 раз, а размером 220 - 230 мкм - в 5-6 раз. Увеличение высоты разливочного ковша снижает содержание кислорода в непрерывно литом слэбе.

В статье установлена зависимость расстояния между вторичными ветвями дендритов от скорости охлаждения.

Анализ показал, что расстояние между ветвями второго порядка дендритов в процессе разливки ленты уменьшается в 5,91 - 8,31 раза по сравнению с традиционным процессом непрерывной разливки толстых слабов толщиной 220 мм.

Одновременно уменьшаются и размеры неметаллических включений. Быстрое затвердевание снижает количество крупных неметаллических включений: количество включений размером более 1 мкм уменьшается в 5 раз по сравнению с традиционным процессом изготовления слэбов.

Установлено влияние основных технологических параметров процесса непрерывного литья на средний размер зерна и микроструктуру стали для ленточного и традиционного процессов литья.

В результате множественного регрессионного анализа установлена зависимость размера зерна углеродистых и низколегированных марок сталей, содержащих, C = 0,08 - 0,6%, Si = 0,4 - 0,6%, Mn = 0,4 - 1,4%, P < 0,03%, S < 0,03%, а также C = 0,04 - 0,6%, Si = 0,11 - 0,3%, Mn = 0,3 - 1,12%, P = 0,01 - 0,035%, S = 0,005 - 0,035%, Nb = 0,013%, V = 0,001% и высокохромистых и нержавеющей сталей типа AISI 430 и 304 (C = 0,03 - 0,12%, Si = 0,83 - 1,0%, Mn = 0,8 - 1,0%, Cr = 16,0 - 18,4%, Ni = 8,47%, N = 0,03%) от скорости литья, конечной толщины полосы или листа, величины обжатия и температуры.

Размер зерна стали, полученной в процессе разлива полосы, в диапазоне от 1300 до 1400 °C, в 2,3 раза меньше, чем для процессов разлива слэбов с толщиной от 50 до 220 мм.

Ключевые слова: сталь, химический состав, неметаллические включения, вторичная структура, непрерывное литье сталей

НЕМЕТАЛЕВІ ВКЛЮЧЕННЯ І ВТОРИННА СТРУКТУРА БЕЗПЕРЕРВНО ЛИТИХ СТАЛЕЙ

Є. Г. Афтанділянц

Анотація. У статті представлені результати дослідження неметалічних включень і вторинної структури сталей безперервного розливання. Підраховано, що основна кількість неметалічних включень (72%) вноситься в сталь під час розкислення і вторинного окислення, тому необхідно цілеспрямоване управління процесами лиття, для зменшення кількості неметалевих включень в сталі.

Зменшення відстані між дендритними гілками другого порядку, в разі процесу розливання стрічки, в порівнянні з традиційним процесом безперервного розливання товстих слівів призводить до зменшення розміру неметалічних включень і, як результат, поліпшенню механічних властивостей сталі.

Зміст ендогенних неметалевих включень в неіржавіючої сталі з Ti, в вуглецевої сталі і в електротехнічних марках сталі знижується в ковші і розливочному пристрої в 2,7 - 3,2 рази в порівнянні з кількістю неметалевих включень перед розливанням з печі.

При збільшенні ширини проміжного ковша кількість неметалічних включень розміром від 70 до 80 мкм зменшується в 20 разів, а розміром 220-230 мкм - в 5-6 разів. Збільшення висоти розливочного ковша знижує вміст кисню в безперервно литим слівів.

У статті встановлено залежність відстані між вторинними гілками дендритів від швидкості охолодження.

Аналіз показав, що відстань між гілками другого порядку дендритів в процесі розливання стрічки зменшується в 5,91-8,31 рази в порівнянні з традиційним процесом безперервного розливання товстих слябів товщиною 220 мм. Одночасно зменшуються і розміри неметалічних включень. Швидке затвердіння знижує кількість великих неметалевих включень. Наприклад, кількість включень розміром понад 1 мкм зменшується в 5 разів у порівнянні з традиційним процесом виготовлення слябів.

Встановлено вплив основних технологічних параметрів процесу безперервного лиття на середній розмір зерна і мікроструктуру сталі для стрічкового і традиційного процесів лиття.

В результаті множинного регресійного аналізу встановлено залежність розміру зерна вуглецевих і низьколегованих марок сталей, що містять, C = 0,08 - 0,6%, Si = 0,4 - 0,6%, Mn = 0,4 - 1,4%, P < 0,03%, S < 0,03%, а також C = 0,04 - 0,6%, Si = 0,11 - 0,3%, Mn = 0,3 - 1,12%, P = 0,01 - 0,035%, S = 0,005 - 0,035%, Nb = 0,013%, V = 0,001% і високо хромистих і неіржавіючих сталей типу AISI 430 і 304 (C = 0,03 - 0,12%, Si = 0,83 - 1,0%, Mn = 0,8 - 1,0%, Cr = 16,0 - 18,4%, Ni = 8,47%, N = 0,03%) від швидкості лиття, кінцевої товщини смуги або листа, величини обтиску і температури.

Розмір зерна стали, отриманої в процесі розливання смуги, в діапазоні від 1300 до 1400 °C, в 2,3 рази менше, ніж для процесів розливання слябів з товщиною від 50 до 220 мм.

Ключові слова: сталь, хімічний склад, неметалеві включення, вторинна структура, безперервне лиття сталей.

УДК 620.19

МЕТОД БЕЗКОНТАКТНОГО ВИЗНАЧЕННЯ АМПЛІТУДИ ДЕФОРМАЦІЇ НАКОПИЧЕНОГО ЕКСПЛУАТАЦІЙНОГО ПОШКОДЖЕННЯ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

Г. Г. Писаренко¹, О. В. Войналович², А. М. Майло¹, С. Г. Писаренко¹

¹Інститут проблем міцності імені Г. С. Писаренка НАН України, Україна.

²Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 131 – прикладна механіка.

Кореспонденція авторів: georgiy.pysarenko@gmail.com; voynalovich@nubip.edu.ua; maylo@ipp.kiev.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.

Бібл. 24, рис. 2, табл. 2.

Анотація. Показано, що для дослідження кінетики експлуатаційного пошкодження матеріалів та елементів конструкцій необхідно розробляти сучасні засоби і методи діагностування пошкодження, що виникає у лабораторних зразках та елементах конструкцій. У даній роботі, з метою визначення деформаційного стану поверхневого шару конструкційного матеріалу, на прикладі зразків аустенітної сталі, було використано метод оптичного вимірювання мікропластичної деформації, який базується на кореляційному зв'язку енергії проміння когерентного джерела світла, відбитого поверхнею металевго полікристала, і амплітуди мікропластичної деформації zdeформованої поверхні. Згідно з даним методом досліджувану локальну зону поверхні зразка матеріалу на певних етапах навантажування опромінюють когерентним промінням світла з довжиною хвилі, яка відповідає масштабу локалізації мікропластичних деформацій поверхні зразка. За допомогою оптичної системи формують зображення спекломодульованого проміння, що має параметри рельєфу zdeформованої поверхні. Як міра глибини деформаційного рельєфу використано інтегральне значення параметру інтенсивності яскравості зображення у вигляді відношення кількості світлих пікселів до загальної кількості пікселів зображення спеклограми. У результаті аналізу статистичних параметрів спеклограми, що корелюють з характеристиками стану мікропластичного деформування поверхні зразків аустенітної сталі, було визначено характеристичні параметри розсіяної пошкодженості структури дискретних деформацій поверхні металевго полікристала. На основі отриманих експериментальних даних у роботі виявлено закономірності впливу статичного і циклічного деформування на форму розподілу дискретних властивостей поверхні. Зокрема, в результаті аналізу статистичних характеристик кореляційних діаграм отримано лінійну залежність параметрів розподілу дискретних властивостей рельєфу zdeформованої поверхні від чинника навантаженості.

Ключові слова: пошкодженість металоконострукції, деформаційний мікрорельєф поверхні, когерентно-оптичне сканування, мікропластичне деформування поверхні.

Постановка проблеми

Упродовж експлуатації тракторів та іншої мобільної сільськогосподарської техніки деталі та елементи конструкцій зазнають пошкодження. Пошкодженість інтегрально відображає ступінь зниження механічних та експлуатаційних характеристик конструкційного матеріалу, з якого виготовлено деталь. Інтенсивність накопичення пошкодження здебільшого визначають умови експлуатації техніки (силове навантаження у вузлах, корозійний вплив довкілля, температурні режими роботи деталей тощо) [1, 2].

Дослідження кінетики експлуатаційного пошкодження матеріалів та елементів конструкцій важливі для розроблення методів підвищення надійності мобільної техніки, прогнозування залишкового ресурсу елементів конструкцій, встановлення ризику настання аварійних ситуацій. Для виконання таких досліджень на металоконострукціях необхідно розробляти засоби і методи діагностування пошкодження у лабораторних зразках та елементах конструкцій, де було б враховано експлуатаційні чинники.

Аналіз останніх досліджень

Щоб контролювати пошкодженість конструкційного матеріалу, необхідно відстежувати кінетику пошкодження на різних структурних рівнях, що можна забезпечити застосуванням структурно-чутливих методів дослідження [3]. Однак нині не погоджено єдиної прийнятної концепції щодо аналізу закономірностей формування та накопичення пошкодження у зразках металоконострукцій, що ускладнює вибір критеріїв для оцінювання граничного

накопичення пошкодження та інтенсивності такого накопичення [4].

Останнім часом застосовують міждисциплінарний підхід, що дозволяє описати кінетику пошкодження конструкційного матеріалу з позицій механіки та з врахуванням фізичних аспектів пошкодження матеріалу на різних масштабних рівнях [5-7]. Так, розвиваються нові підходи (синергетичний підхід, фрактальна параметризація, вейвлет-аналіз та ін.), що дозволяють комплексно досліджувати деформаційну поведінку конструкційних матеріалів за статичного та циклічного навантажування.

Численними дослідженнями нині показано, що змінення фізико-механічних властивостей полікристалічного матеріалу за циклічного навантажування характеризується стадійністю, що відповідає певним структурним рівням [8]. Для представлення закономірностей виявленої стадійності накопичення пошкодження на різних досліджених структурних рівнів запропоновано статистичні моделі [9, 10].

Встановлено, що кінетичні статистичні характеристики закономірностей накопичування пошкодження у конструкційному матеріалі внаслідок циклічного навантажування корелюють з параметрами, які характеризують стан структури, зокрема мікроструктури [11]. Величина виявленої кореляції суттєво залежить від чутливості методу контролю пошкодженості матеріалу за умов циклічного деформування. Зокрема, чутливість методу оцінення кінетики мікропластичного деформування матеріалу за втомі дозволяє оцінювати зміни фізико-механічних властивостей відповідного структурного рівня (мікро-, мезо-, макро-) [12]. Кінетика характеристичного параметра відповідає еволюції структури конструкційного матеріалу на кожному структурному рівні, а інтегральна характеристика пошкодження виявляє велику дискретність стадій пошкоджуваності.

Для визначення еволюційної послідовності зміни топографії структури поверхневого шару матеріалу за циклічного навантажування, з метою кількісного оцінення кінетики пошкодження, рекомендують використовувати характеристики, які вибірково чутливі до змінення фізико-механічних властивостей конструкційного матеріалу [13, 14].

Щоб дослідити вплив початкової структурної неоднорідності матеріалу та інтенсивності накопичення пошкодження (дефектів) різного масштабного рівня на умови переходу від дисперсного до макроскопічного руйнування, ефективними є методи кількісної фрактографії [15]. Вони дозволяють врахувати певні стадії цього переходу – зародження і розвиток тріщин критичного розміру, що може бути використано для оцінення ресурсу металоконструкцій за умов багаточислової втоми [16].

Аналіз морфології поверхонь руйнування матеріалу на основі просторово-часових інваріантів було запропоновано у роботі [17] на основі аналізу рельєфу поверхні руйнування, що свідчить про властивості самоафінності, які відображаються в інваріантних характеристиках рельєфу поверхні

(шорсткості) на широкому спектрі просторових масштабів, і які, у свою чергу, відображають кореляційну поведінку дефектів різних масштабних рівнів.

Тому актуальним є розроблення нових методів дослідження накопичення експлуатаційного пошкодження в елементах конструкцій, що дозволять оцінювати граничні рівні питомої щільності мікропластичних деформацій, що зумовлюють утворення макродефектів критичного розміру. Методом кількісного оцінення мікро- і мезоструктурних змін поверхневого шару металоконструкції є оптичний метод [18], що дозволяє вимірювати не тільки характеристики морфології структури поверхні, але й амплітуду мікропластичних деформацій, що відіграють важливу роль у пошкодженні структури металів та сплавів за нестационарного навантажування [19, 20].

Мета досліджень

Мета дослідження – дослідити методом оптичного сканування поверхні матеріалу закономірності накопичення пошкодження внаслідок втомного і статично навантажування.

Результати досліджень

У даній роботі кінетику накопичення деформаційних дефектів у металоконструкції оцінювали на основі аналізу дискретних параметрів мікрорельєфу поверхневого шару, що корелюють з розсіяним пошкодженням. Оскільки зміни рельєфу поверхні матеріалу пов'язані з величиною пошкодження, то ступінь пошкодження оцінювали за результатами вимірювання характеристик рельєфу zdeформованої поверхні внаслідок навантажування.

Щоб контролювати зміни мікрорельєфу поверхневого шару матеріалу, використано метод вимірювання дифузного розсіювання лазерного променя, відбитого від рельєфу поверхні, сформованого внаслідок мікропластичних деформацій. У даному методі реалізовано кореляційний зв'язок інтенсивності проміння когерентного джерела світла, відбитого поверхнею зразка металоконструкції, і величини мікропластичної деформації zdeформованої поверхні (рис. 1).

Процедура розробленого методу наступна [21, 22]. Досліджувану локальну зону поверхні металоконструкції опромінюють когерентним світловим промінням з довжиною хвилі, яка відповідає масштабу локалізації мікропластичних деформацій поверхні, та отримують спеклограму проміння, відбитого від сформованого мікрорельєфу поверхні. Для оцінення інтенсивності зміни деформаційного рельєфу використовують параметр, який обчислюють як відношення кількості певних типів світлих пікселів до загальної кількості пікселів зображення спеклструктури [23].

З формуванням деформаційного рельєфу поверхні рівень яскравості зображення спеклограми

монотонно змінюється в діапазоні шкали від 0 до 255 «градацій сірого». Для збільшення чутливості використано бінарну моду спеклограми, що збільшує питоме значення кожного пікселя. На спектрі шкали

яскравостей зниження віддзеркалювальної здатності поверхні матеріалу відображається збільшенням кількості «темних» пікселів.

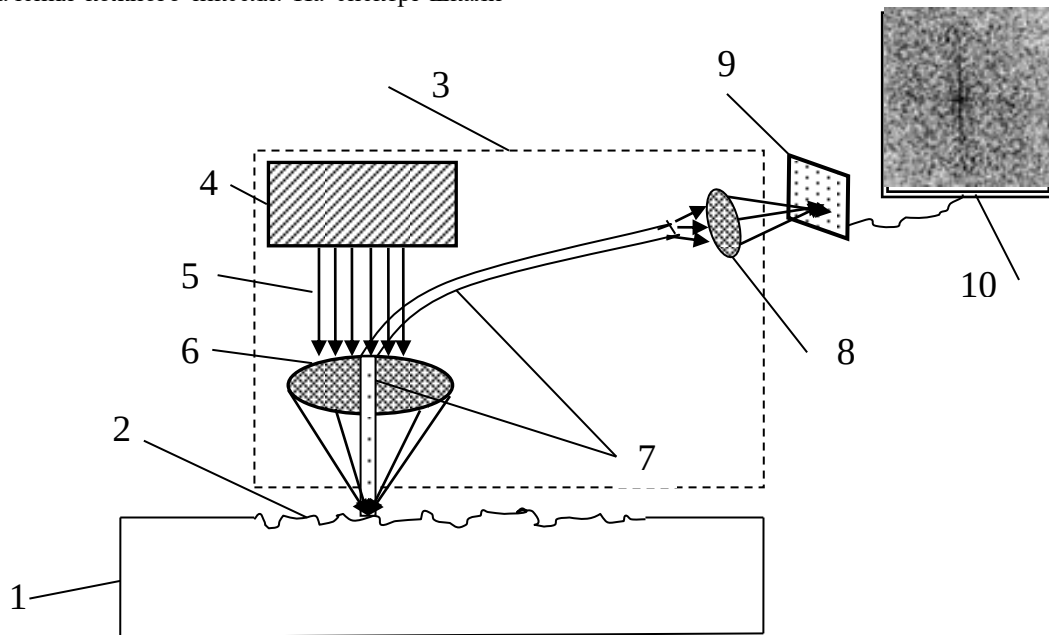


Рис. 1. Схема реалізації методу оптичного контролю мікродеформаційного рельєфу поверхні металокопії: 1 – зразок металокопії; 2 – сформований мікродеформаційний рельєф поверхні; 3 – пристрій для опромінення поверхні і отримання відбитого проміння; 4 – джерело когерентного світлового випромінювання; 5 – спрямований потік когерентного світла; 6 – коліматорних лінза; 7 – світловолоконний кабель, що спрямовує до системи лінз відбите від локальної зони деформаційного рельєфу проміння; 8 – система лінз, що фокусує відбите проміння; 9 – приймальня фотодіодна матриця; 10 – отримана спеклструктура.

Fig. 1. The scheme of realization of a method of optical control of a microdeformation relief of a surface of a metalwork: 1 – a sample of a metalwork; 2 – formed microdeformation relief of the surface; 3 – device for irradiating the surface and obtaining a reflected beam; 4 – source of coherent light radiation; 5 – directional flow of coherent light; 6 – collimator lens; 7 – fiber optic cable that directs to the lens system reflected from the local zone of the deformation relief of the beam; 8 – lens system that focuses the reflected beam; 9 – receiving photodiode matrix; 10 – obtained speckle structure.

Отримана у вигляді спеклограми дискретна структура рельєфу корелює зі щільністю деформаційних дефектів накопиченого розсіяного пошкодження. Обсяг інформаційної вибірки в аналізованій локальній зоні площею 200x200 мкм становить $4 \cdot 10^6$ пікселів (пкс.).

У разі застосування фотодіодної матриці розміром 1920×1080 пкс. за довжини хвилі когерентного випромінювання $\lambda = 0,450$ мкм, виокремівність методу становить 0,2 мкм/пкс.

У роботі отримано кореляційні залежності дискретних розподілів спеклів від ступеня пошкодження поверхні за двох видів деформування зразків металокопії – монотонного розтягу і циклічного розтягу-стиску. Щоб аналізувати статистичні параметри розподілу мікродеформацій поверхні, було розроблено комп'ютерну програму цифрового оброблення спеклограм.

Дослідження накопичення пошкодження проводили на полірованих плоских зразках корсетної форми товщиною 3 мм з аустенітної сталі X18H10T (межа міцності $\sigma_s = 628$ МПа, умовна межа плинності $\sigma_{0.2} = 314$ МПа, межа втоми $\sigma_{-1} = 230$ МПа; модуль Юнга $E = 2,4 \cdot 10^5$ МПа [24-25]). На випробувальній

машині «Amsler» із силозбуджувачем електромагнітного типу було випробувано у м'якому режимі навантажування дві групи зразків: за розтягу до напруження $\sigma = 580$ МПа та симетричного однорідного розтягу-стиску на багатоцикловій базі циклічного навантажування.

Коефіцієнт навантаженості K визначали: для циклічного навантажування ($K_{цк}$) у вигляді відношення $K_{цк} = N_n/N_6$, де N_n – поточна кількість циклів навантажування за напруження межі багатоциклової втоми; N_6 – базова кількість циклів; для статичного навантажування ($K_{ст}$) визначали у вигляді відношення $K_{ст} = \sigma_{ном}/\sigma_{пр}$, де $\sigma_{ном}$ – номінальне напруження; $\sigma_{пр}$ – напруження межі пружності.

Результати вимірювання обробляли, застосовуючи відомі методи математичної статистики – розраховували середнє значення, похибку окремого вимірювання, середньоквадратичний відхил та середньоквадратичну похибку за коефіцієнтом Стюдента $t_{a(n)}$. Коефіцієнт Стюдента визначали для прийнятого значення довірчої ймовірності $P = 0,95$ і кількості вимірювань $n = 100$ за табличними даними. Його значення становить $t_{a(n)} = 1,646$. Результати досліджень яскравості спеклограм двох груп зразків

за циклічного і статичного навантажування отримано у формі гістограм амплітуд яскравості та представлено на рис. 2 у вигляді нормованих кореляційних діаграм, що відображають цифрові ряди амплітуд спектрів яскравості зображень спеклограм деформованої поверхні. Амплітуду спектра яскравості I зображення спеклограми поверхні зразка визначали за шкалою яскравості фотодіодної матриці ($I = 0-255$). Виконана апроксимація діаграм лінійними функціями з коефіцієнтом кореляції більш $R^2 = 0,91$ показує високий рівень зв'язку для обох груп зразків.

Параметри функції амплітуди яскравості спеклограми характеризуються дискретним розподілом із середнім значенням, пропорційним амплітуді середньоквадратичного відхилу від площини симетрії рельєфу поверхні дискретних деформацій.

Система діаграм характеризує послідовне зниження параметрів амплітуд яскравості зображення спеклограм зі збільшенням навантаженості у діапазоні від циклічного (діаграми 1-3) до статичного (діаграми 4-6) навантажування зразків.

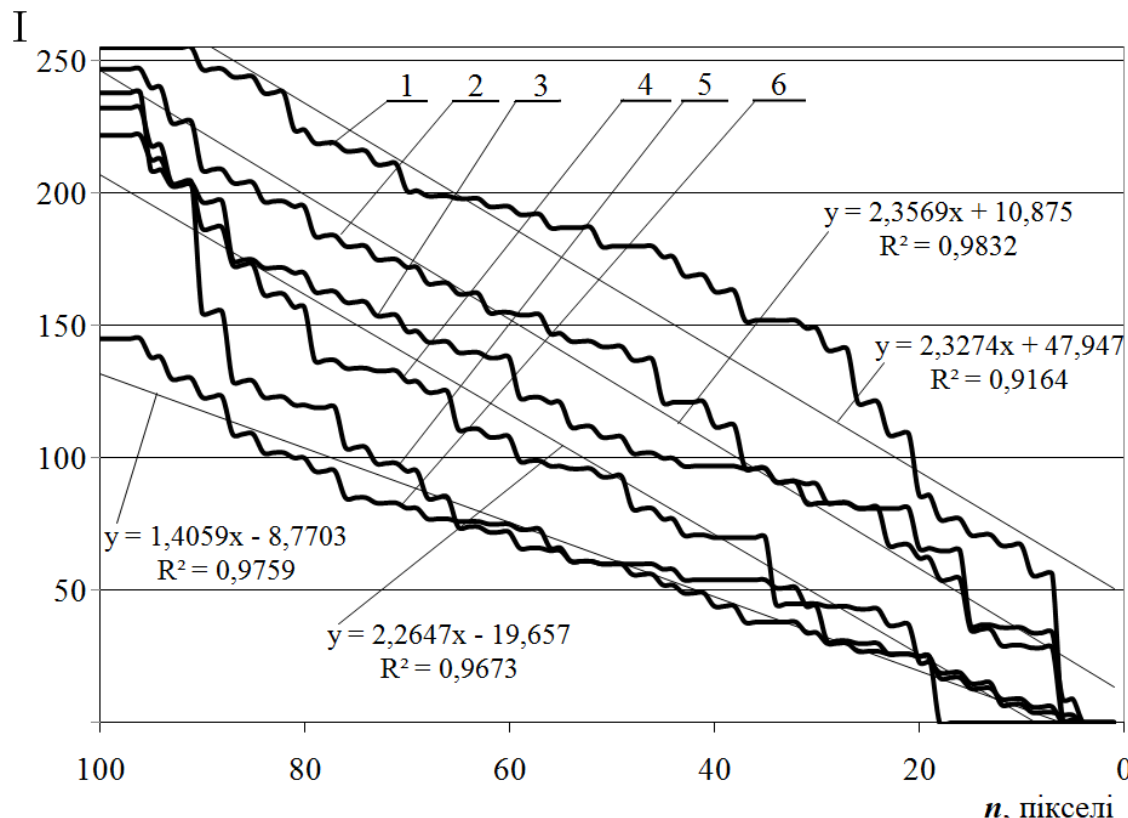


Рис. 2. Кореляційні діаграми аустенітної сталі у разі циклічного навантажування за напруження $\sigma_a = 200$ МПа і кількості циклів навантажування відповідно $N_1 = 3 \cdot 10^4$ циклів (діаграма 1), $N_2 = 4 \cdot 10^4$ циклів (діаграма 2) і $N_3 = 5 \cdot 10^4$ циклів (діаграма 3); у разі статичного навантажування за напруження $\sigma = 56$ МПа (діаграма 4), $\sigma = 170$ МПа (діаграма 5) і $\sigma = 280$ МПа (діаграма 6).

Fig. 2. Correlation diagrams of austenitic steel in the case of cyclic loading at stress $\sigma_a = 200$ MPa and the number of loading cycles, respectively, $N_1 = 3 \cdot 10^4$ cycles (diagram 1), $N_2 = 4 \cdot 10^4$ cycles (diagram 2) and $N_3 = 5 \cdot 10^4$ cycles (diagram 3); in the case of static loading at stresses $\sigma = 56$ MPa (diagram 4), $\sigma = 170$ MPa (diagram 5) and $\sigma = 280$ MPa (diagram 6).

Таблиця 1. Статистичні характеристики результатів вимірювання параметрів спеклограм.

Table 1. Statistical characteristics of the results of measuring the parameters of speclograms.

Номер вибірки	1	2	3	4	5	6
Максимальна амплітуда яскравості	255	247	222	238	232	145
Середнє значення	165,48	129,9	115,97	94,71	75,4	62,23
Стандартна похибка	7,05321	6,895988	5,815991	6,680173	6,355797	4,129002
Стандартний відхил	70,5321	68,95988	58,15991	66,80173	63,55797	41,29002
Медіана	180	142	108	93	60	60
Асиметрія	-0,79428	-0,20172	-0,0393	0,434038	1,008117	0,354511
Екссес	-0,13281	-0,86963	-0,60828	-0,64768	0,510642	-0,763
Коефіцієнт варіації	42,62273	53,0869	50,15082	70,53292	84,2944	66,35067

Зниженню кута нахилу діаграм на рис. 2 відповідає збільшення навантаженості зразків і зменшення кількості пікселів певної амплітуди яскравості, що відзначено зниженням значень основних статистичних характеристик (максимальна амплітуда яскравості, середньоквадратичне значення вибірки, стандартна помилка, медіана, стандартний відхил) описової статистики, представленої у таблиці 1.

За результатами виконаних досліджень було оцінено закономірності накопичення розсіяного пошкодження у випробуваних зразках. У табл. 2 для

двох видів навантажування наведено узагальнені дані змінення амплітуди яскравості у дослідженому діапазоні пошкодження, побудовані за точками кореляційних діаграм на рис. 2, що відповідають кількості пікселів 80 пкс. і 40 пкс. На основі цих даних було кількісно оцінено вплив чинника навантаженості на розподіл дискретних властивостей деформованої поверхні за характеристиками залежності щільності деформаційного пошкодження (розсіяного пошкодження) поверхні аустенітної сталі від параметрів навантаженості.

Таблиця 2. Змінення амплітуди яскравості як характеристика пошкоджуваності аустенітної сталі.

Table 2. Changes in brightness amplitude as a characteristic of austenitic steel damage.

Коефіцієнт навантаженості, K	Циклічне навантажування		Статичне навантажування	
	0,1	0,2	0,3	0,4
Амплітуда яскравості, $I_{80 \text{ пкс.}}$	230	200	170	110
Амплітуда яскравості, $I_{40 \text{ пкс.}}$	150	100	80	40

Встановлено, що незалежно від виду навантажування поверхнева щільність деформаційних дефектів розсіяного пошкодження накопичується у матеріалі до певного стану пошкодження, яке характеризується поточним станом параметрів щільності елементів зображення спеклограми.

Висновки

1. Розроблено експериментально-інформаційну систему аналізу кількісних характеристик розсіяного пошкодження металоконструкції методом когерентно-оптичного сканування деформованої поверхні з виокремівністю 0,2 мкм/пкс.

2. Отримано кореляційні характеристики параметрів пошкодження поверхневого шару зразків сталі X18H10T у разі навантажування двох видів: за монотонного розтягу і симетричного розтягу-стиску.

3. Представлені дослідження статистичних характеристик стану мікропластичного деформування поверхні зразків дозволяють рекомендувати розроблений метод для визначення пошкодження елементів машин за критерієм неоднорідності мікропластичних деформацій поверхневого шару металу, а отже з певною достовірністю оцінити ризик настання аварійних ситуацій.

Список літератури

1. Voinalovych O., Hnatiuk O., Rogovskii I., Pokutnii O. Probability of traumatic situations in mechanized processes in agriculture using mathematical apparatus of Markov chain method. Engineering for rural development. 2019. Vol. 18. P. 563-269. doi: 10.22616/ERDev2019.18.N245.

2. Попович П. В., Довбуш Т. А., Олексюк В. П., Миць В. І. Аналіз впливу корозійно-експлуатаційних факторів на залишковий ресурс елементів

металоконструкцій сільськогосподарських машин. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2015. Вип. 45. Ч. II. С. 194-199.

3. Шанявский А. А., Никитин А. Л., Palin-Luc T., Bathias C. Масштабная иерархия малоциклового, многоциклового и сверхмногоциклового усталости разрушения титанового сплава BT3-1. Физическая мезомеханика. 2014. Т. 17. № 4. С. 58-68.

4. Pisarenko G., Voinalovych O., Rogovskii I., Motrich M. Probability of boundary exhaustion of resources as factor of operational safety for agricultural aggregates. Engineering for rural development. 2019. Vol. 18. P. 291-298. doi: 10.22616/ERDev2019.18.N248.

5. Бондарь В. С., Данишин В. В., Макаров Д. А. Математическое моделирование процессов деформирования и накопления повреждений при циклических нагружениях. Вестник ПНИПУ. Механика. 2014. № 2. С. 125-152.

6. Ravanellia R., Nascettia A., Di Ritaa M. et al. A new digital image correlation software for displacements field measurement in structural applications. The international archives of the photogrammetry, remote sensing and spatial information sciences: FOSS4G-Europe 2017, 18 – 22 July 2017 : Academic Track. Marne La Vallée, France. 2017. Vol. XLII-4/W2. P 139-145.

7. Moiseenko D. D., Pochivalov Yu. I., Maksimov P. V., Panin V. E. Rotational Deformation Modes in Near-boundary Regions of Grain Structure in a Loaded Polycrystal. Phys. Mesomech. 2013. Vol. 16. № 3. P. 248-258.

8. Миндюк В. Д., Карпаш М. О., Доценко Е. Р. Експериментальна перевірка характеру зв'язку між параметрами мікроструктури і фізичними властивостями матеріалів металоконструкцій довготривалої експлуатації для оцінки ступеню їх деградації. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2013. № 3 (71). С. 153-163.

9. Банников М. В., Оборин В. А., Наймарк О. Б. Исследование стадийности разрушения титановых

сплавов в режиме много- и гигацикловой усталости на основе морфологии поверхности разрушения. Вестник ПНИПУ. Механика. 2015. № 3. С. 15-24.

10. Троценко В. Т., Хамаза Л. А. Механика рассеянного усталостного повреждения металлов и сплавов. Киев: Институт проблем прочности имени Г.С. Писаренко НАН Украины. 2016. 412 с.

11. Nao Fujimura, Takashi Nakamura and Kosuke Takahashi. Changing Mechanisms of Surface Relief and the Damage Evaluation of Low Cycle Fatigued Austenitic Stainless Steel. MATEC Web of Conferences. 12th International Fatigue Congress (FATIGUE 2018). 2018. Vol. 165 (2). P. 256-262.

12. Bannikov M. V., Naimark O. B., Oborin V. A. Experimental investigation of crack initiation and propagation in high- and gigacycle fatigue in titanium alloys by study of morphology of fracture. Frattura ed Integrità Strutturale. 2016. Vol. 10. Iss. 35. P. 50-56.

13. Писаренко Г. Г., Войналович О. В., Майло А. М. Закономірності накопичення нелокалізованого пошкодження у поверхневих шарах конструкційних матеріалів. Науковий вісник НУБіП України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2018. Вип. 282. С. 208-218.

14. Гучинский Р. В., Петинев С. В., Сиддик Ш., Имран М., Вальтер Ф. Прогнозирование усталостной долговечности металлов с учетом неоднородности микроструктуры. Материаловедение. Энергетика. 2015. Вып. 4. С. 134-143.

15. Селезнев М. Н., Мерсон Е. Д. Выявление зон усталостной трещины при гигацикловой усталости стали 42CRMO4 с применением количественной фрактографии. Вектор науки Тольяттинского государственного университета. 2019. 3 (49). С. 33-39.

16. Bobyr M. I., Khalimon O. P., Bondarets O. A. Phenomenological damage models of anisotropic structural materials. Mechanics and Advanced Technologies. 2013. № 67. P. 5-13.

17. Повстяной О. Ю., Рудь В. Д., Мельник Ю. А., Імбирович Н. Ю. Аналіз сучасних методів визначення структури та топології поверхонь металів. Техническая диагностика и неразрушающий контроль. 2014. № 2. С. 37-42.

18. Владимиров А. П., Каманцев И. С., Веселова В. Е. Использование динамической спекл-интерферометрии для бесконтактной диагностики зарождения усталостной трещины и определения скорости ее роста. Журнал технической физики. 2016. № 4. С. 85-90.

19. Писаренко Г. Г., Войналович О. В., Майло А. М. Вплив експлуатаційних чинників на закономірності розподілу дискретних деформацій поверхневого шару металокопункцій за багатоциклового навантажування зразків. Mechanics and Advanced Technologies. 2018. Т. 84. № 3. С. 39-44.

20. Meireles J. B., da Silva L., Caetano D. P., Huguenin J. A. O. Effect of metallic surface roughness on the speckle pattern formation at diffraction plane. Optics and Lasers in Engineering. 2012. № 12. P. 1731-1734.

21. Войналович О. В., Писаренко Г. Г., Майло А. М. Спосіб безконтактного вимірювання кінетичних характеристик руйнування поверхневого

шару металокопункцій. Патент України на корисну модель № 133430. Бюл. № 7 від 10.04.2019 р.

22. Войналович О. В., Писаренко Г. Г., Майло А. М. Спосіб вимірювання ступеню мікроздеформованості поверхні металокопункцій із застосуванням когерентного випромінювання. Патент України на корисну модель № 134268. Бюл. № 9 від 10.05.2019 р.

23. Минеев С. А., Угольников А. Ю., Лозовская Л. Б. Анализ спекл-изображений деформируемой поверхности на основе алгоритмов обработки оптического потока. Вестник Нижегородского университета имени Н. И. Лобачевского. 2014. № 2. С. 81-86.

24. Бялонович А. В. Накопление усталостных повреждений в структуре сплава X18H10T при комнатной и повышенной температурах. Надійність і довговічність машин і споруд. 2011. Вип. 34. С. 124-130.

References

1. Voinalovych O., Hnatiuk O., Rogovskii I., Pokutnii O. (2019). Probability of traumatic situations in mechanized processes in agriculture using mathematical apparatus of Markov chain method. Engineering for rural development. 18. 563-269. doi: 10.22616/ERDev2019.18.N245.

2. Popovych P. V., Dovbush T. A., Oleksyuk V. P., Myts V. I. (2015). Analysis of the influence of corrosion and operational factors on the residual life of the elements of metal structures of agricultural machinery. Design, manufacture and operation of agricultural machinery. 45(II). 194-199.

3. Shanyavsky A. A., Nikitin A. L., Palin-Luc T., Bathias C. (2014). Scale hierarchy of low-cycle, high-cycle and super-high-cycle fracture fatigue of titanium alloy VT3-1. Physical mesomechanics. 17(4). 58-68.

4. Pisarenko G., Voinalovych O., Rogovskii I., Motrich M. (2019). Probability of boundary exhaustion of resources as factor of operational safety for agricultural aggregates. Engineering for rural development. 18. 291-298. doi: 10.22616/ERDev2019.18.N248.

5. Bondar V. S., Danshin V. V., Makarov D.A. (2014). Mathematical modeling of deformation processes and damage accumulation under cyclic loading. Bulletin of Perm National Research Polytechnic University. Mechanics. 2. 125-152.

6. Ravanellia R., Nascettia A., Di Ritaa M. et al. (2017). A new digital image correlation software for displacements field measurement in structural applications. The international archives of the photogrammetry, remote sensing and spatial information sciences : FOSS4G-Europe 2017, 18 – 22 July 2017 : Academic Track. - Marne La Vallée, France. XLII-4/W2. 139-145.

7. Moiseenko D. D., Pochivalov Yu. I., Maksimov P. V., Panin V. E. (2013). Rotational Deformation Modes in Near-boundary Regions of Grain Structure in a Loaded Polycrystal. Phys. Mesomech. 16(3). 248-258.

8. Minduk V. D., Karpash M. O., Dotshenko E. R. (2013). Experimental verification of the nature of the

connection between the parameters of microstructure and the physical properties of materials of long-term metal structures for the assessment of their degree of degradation. Bulletin of the Ternopil National Technical University. 3(71). 153-163.

9. Bannikov M. V., Oborin V. A., Naymark O. B. (2015). Study of the staging of the destruction of titanium alloys in the mode of multi- and gigacycle fatigue based on the morphology of the surface of destruction. Bulletin PNRPU. Mechanics. 3. 15-24.

10. Troschenko V. T., Hamaza L.A. (2016). Mechanics of scattered fatigue damage to metals and alloys, Kyiv. G.S. Pisarenko Institute for Problems of Strength NAS of Ukraine. 412.

11. Nao Fujimura, Takashi Nakamura, Kosuke Takahashi (2018). Changing Mechanisms of Surface Relief and the Damage Evaluation of Low Cycle Fatigued Austenitic Stainless Steel. MATEC Web of Conferences. 12th International Fatigue Congress (FATIGUE 2018). 165(2). 256-262.

12. Bannikov M. V., Naimark O. B., Oborin V. A. (2016). Experimental investigation of crack initiation and propagation in high- and gigacycle fatigue in titanium alloys by study of morphology of fracture. Frattura ed Integrità Strutturale. 10(35). 50-56.

13. Pisarenko G. G., Voinalovich O. V., Mailo A. M. (2018). Laws of accumulation of non-localized mail-coding in the surface layers of structural materials. Scientific Bulletin of NUBiP of Ukraine. Series: engineering and power engineering of agroindustrial complex. 282. 208-218

14. Guchinsky R. V., Petinov S. V., Siddik Sh., Imran M., Walter F. (2015). Prediction of the fatigue life of metals taking into account the inhomogeneity of the microstructure. Materials Science. Energy. 4. 134-143.

15. Seleznev M. N., Merson E. D. (2019). Identification of fatigue crack zones in gigacycle fatigue of steel 42CRMO4 using quantitative fractography. Vector of the Science of Togliatti State University. 3(49). 33-39.

16. Bobyr M. I., Khalimon O. P., Bondarets O. A. (2013). Phenomenological damage models of anisotropic structural materials. Mechanics and Advanced Technologies. 67. 5-13.

17. Povstanyoy O. Yu., Rud V. D., Melnyk Yu. A., Imbirovich N. Yu. (2014). Analysis of modern methods for determining the structure and topology of metal surfaces. Technical diagnostics and non-destructive testing. 2. 37-42.

18. Vladimirov A. P., Kamantchev I. S., Veselova V. E. (2016). Using dynamic speklininterferometrii for contactless diagnosis of the nucleation of a fatigue crack and determine the rate of its growth. Technical Physics Journal. 4. 85-90.

19. Pisarenko G. G., Voinalovich O. V., Mailo A. M. (2018). The influence of operational factors on the patterns of distribution of discrete deformations of the surface layer of metal structures under high-cycle loading of samples. Mechanics and Advanced Technologies. 84(3). 39-44.

20. Meireles J. B., da Silva L., Caetano D. P., Huguenin J. A. (2012). Effect of metallic surface roughness on the speckle pattern formation at diffraction plane. Optics and Lasers in Engineering. 12. 1731-1734.

21. Voinalovich O. V., Pisarenko G. G., Mailo A. M. Method of contactless measurement of kinetic destruction of the surface layer of metal structures. Patent of Ukraine for utility model № 133430. Publ. 10.04.2019. Bul. No. 7.

22. Voinalovich O. V., Pisarenko G. G., Mailo A. M. Method of measuring degree of microdeformation of surface of metal structures using coherent radiation. Patent of Ukraine for utility model № 134268. Publ. 10.05.2019. Bul. No. 9.

23. Mineev S. A., Ugolnikov A. Yu., Lozovskay L. B. (2014). Analysis of speckle images of a deformable surface based on optical flow processing algorithms. Bulletin of the Nizhny Novgorod University of N. I. Lobachevskii. 2. 81-86.

24. Byalonovich A. V. (2011). Accumulation of fatigue damage in the structure of the alloy X18H10T at room and elevated temperatures. Reliability and durability of machines and structures. 34. 124-130.

25. Молодецька Т. І. Дослідження напружено-деформованого стану процесу згину покритих матеріалів. Науковий вісник Ужгородського університету. Серія «Фізика». 2021. Вип. 50. С.15-24. doi: 10.24144/2415-8038.2021.50.15-24

МЕТОД БЕСКОНТАКТНОГО ИЗМЕРЕНИЯ АМПЛИТУДЫ ДЕФОРМАЦИИ НАКОПЛЕННОГО ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ПОВРЕЖДЕНИЯ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИИ

Г. Г. Писаренко, А. В. Войналович, А. Н. Майло, С. Г. Писаренко

Аннотация. Показано, что для исследования кинетики эксплуатационного повреждения материалов и элементов конструкций необходимо разрабатывать современные средства и методы диагностики повреждения, возникающего в лабораторных образцах и элементах конструкций. Для определения деформационного состояния поверхностного слоя конструкционного материала (аустенитной стали) в данной работе был использован метод оптического измерения микропластических деформаций, основанный на корреляционной связи энергии излучения когерентного источника света, отраженного поверхностью металлического поликристалла, и амплитуды микропластической деформаций деформированной поверхности. В соответствии с данным методом исследуемую локальную зону поверхности образца материала на определенных этапах нагружения облучают когерентным светом с длиной волны, соответствующей масштабу локализации микропластической деформации поверхности образца. С помощью световолоконного кабеля и системы фокусирующих линз получают спеклограмму лучей, отраженных от рельефа поверхности. Как степень интенсивности изменения деформационного рельефа использован параметр в виде отношения количества светлых пикселей к общему количеству пикселей изображения спеклограммы. В результате анализа статистических параметров спеклограммы, коррелирующих с характеристиками микропластического деформирования поверхности образцов аустенитной стали, были определены характерные параметры рассеянной поврежденности структуры дискретных

деформаций поверхности металлического поликристалла. На основе полученных экспериментальных данных в работе выявлены закономерности влияния статического и циклического деформирования на форму распределения дискретных свойств поверхности. В частности, в результате анализа статистических характеристик корреляционных диаграмм получено линейную зависимость параметров распределения дискретных свойств рельефа деформированной поверхности от фактора нагруженности.

Ключевые слова: поврежденность металлоконструкции, деформационный микрорельеф поверхности, когерентно-оптическое сканирование, микропластическое деформирование поверхности.

METHOD OF NON-CONTACT MEASUREMENT
OF THE DEFORMATION AMPLITUDE
OF ACCUMULATED OPERATIONAL DAMAGE
TO METAL STRUCTURE

*G. G. Pisarenko, A. V. Voinalovich, A. N. Maylo,
S. G. Pisarenko*

Abstract. It is shown that in order to study the kinetics of operational damage to materials and structural elements, it is necessary to develop modern means and methods for diagnosing damage that occurs in laboratory samples and structural elements. To determine the deformation state of the surface layer of a structural material (austenitic steel), in this work, we used the method of optical measurement of microplastic deformations, based on the correlation relationship between the radiation energy of a coherent light source reflected by the surface of a metal polycrystal and the amplitude of microplastic deformations of a deformed surface. In accordance with this method, the investigated local area of the surface of the material sample at certain stages of loading is irradiated with coherent light with a wavelength corresponding to the scale of localization of microplastic deformation of the sample surface. Using a fiber optic cable and a focusing lens system, a specklogram of rays reflected from the surface relief is obtained. The parameter in the form of the ratio of the number of light pixels to the total number of pixels in the specklogram image is used as the degree of intensity of the deformation relief change. As a result of the analysis of the statistical parameters of the specklogram, which correlate with the characteristics of the microplastic deformation of the surface of the austenitic steel samples, the characteristic parameters of the scattered damage of the structure of discrete deformations of the surface of the metal polycrystal were determined. On the basis of the obtained experimental data, the work revealed the regularities of the influence of static and cyclic deformation on the shape of the distribution of discrete surface properties. In particular, as a result of the analysis of the statistical characteristics of the correlation diagrams, a linear dependence of the parameters of the distribution of discrete properties of the relief of the deformed surface on the loading factor was obtained.

Key words: damage of metal structures, deformation microrelief of the surface, coherent optical scanning, microplastic deformation of the surface.

Г. С. Писаренко ORCID 0000-0001-9557-9710.
О. В. Войналович ORCID 0000-0002-9321-2672.
А. М. Майло ORCID 0000-0002-4762-0886.

УДК 631.312:514.18

КОНСТРУЮВАННЯ МЕРИДІАНА ДЛЯ ЗАДАНОГО РУХУ ЧАСТИНКИ ПО ПОВЕРХНІ, ЯКА ОБЕРТАЄТЬСЯ НАВКОЛО ВЕРТИКАЛЬНОЇ ОСІ

Т. М. Воліна, С. Ф. Пилипака, В. М. Бабка, А. В. Несвідомін

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття зі спеціальності: 131 – прикладна механіка.

Кореспонденція авторів: t.n.zaharova@ukr.net.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.
Бібл. 5, рис. 2, табл. 0.

Анотація. У статті розглянуто конструювання поверхні обертання, яке зводиться до знаходження її меридіана за заданими умовами. Такими умовами є характер руху частинки по внутрішній поверхні при її обертанні навколо вертикальної осі. Абсолютний рух частинки утворюється від співвідношення обертального руху поверхні і відносного руху (ковзання) частинки по поверхні. Класичними прикладами такого руху є рух частинки всередині вертикального конуса, який обертається зі сталою кутовою швидкістю навколо своєї осі, а також частковий випадок, коли кут нахилу твірних конуса дорівнює нулю і він перетворюється на горизонтальний диск. Криву меридіана можна задати явним рівнянням або ж параметричними рівняннями у функції незалежної змінної. У статті розглянуто випадок, коли меридіан поверхні обертання задається параметричними рівняннями у функції часу. Це дозволяє скласти диференціальне рівняння руху частинки, в якому всі залежності є функціями часу. Ці залежності потрібно розшукати зі складеного диференціального рівняння руху частинки.

Коли частинка попадає на поверхню, вона починає по ній ковзати, описуючи криволінійну траєкторію. Із урахуванням обертального руху поверхні знаходиться абсолютна траєкторія. Перша похідна її довжини по часу дає абсолютну швидкість, а друга – абсолютне прискорення, у вираз якого закладені невідомі функції, що описують меридіан. Диференціальне рівняння руху складено в проекціях на три осі декартової системи координат. У систему із трьох рівнянь входять чотири невідомі функції: два рівняння, що задають меридіан, залежність кутової швидкості ковзання частинки і реакція поверхні. Щоб розв'язати рівняння, кількість невідомих функцій потрібно скоротити до трьох. Для цього одну залежність задаємо. Такий підхід призводить до отримання часткових випадків, один із яких – рух частинки по горизонтальному диску, що обертається навколо вертикальної осі. Розглянуто конкретний приклад і побудовано криву меридіана в результаті чисельного розв'язання рівнянь за умови, що частинка всередині поверхні піднімається вгору із сталою заданою швидкістю.

Ключові слова: поверхня обертання, меридіан, кутова швидкість, частинка, ковзання, траєкторія, диференціальні рівняння.

Постановка проблеми

Ковзання технологічного матеріалу по рухомих поверхнях має місце в різного роду апаратах і пристроях. Окремим випадком такого руху є обертальний, а рухомою поверхнею є поверхня обертання. Достатньо добре вивчено рух частинок всередині вертикального конуса, що обертається навколо вертикальної осі, а також рух частинок на горизонтальному диску, який можна розглядати, як частковий випадок конуса. Характер руху частинки по поверхні залежить від форми меридіана. Наприклад, при достатній кутовій швидкості обертання конуса вона піднімається по його поверхні необмежено. Для інших поверхонь вона може “залипнути” на певній висоті. У статті розглядається можливість впливу на характер руху частинки по поверхні формою її меридіана.

Аналіз останніх досліджень

Багато наукових статей присвячено руху матеріальної частинки по поверхні. Технологічний матеріал складається з сукупності окремих частинок, а тому його рух є складнішим у порівнянні з рухом окремої частинки [1], бо у такому випадку виникають сили інерції від обертання, які мають бути враховані. Таким чином, рух технологічного матеріалу не може бути замінено рухом окремої частинки. Проте, залежності руху окремої частинки можуть бути певною мірою перенесені на матеріал або ж дозволяють виявити напрям подальших досліджень.

Слід відзначити, що дослідження руху частинки по поверхні у поєднанні з іншими дослідженнями є передумовою для моделювання розподілу рідин під час процесу інерційного фільтрування [2], взаємодії між деформованими елементами та потоком газ-рідина [3], інерційного розділення газодисперсійних потоків у криволінійних каналах компресорного об-

ладнання [4] і навіть для технологічного забезпечення виготовлення складних деталей у машинобудуванні [5].

Виходячи з вищесказаного, для дослідження закономірностей руху матеріальної частинки по поверхні з заданими конструктивними параметрами, необхідно мати аналітичні залежності, які описують цей рух.

Мета досліджень

Розробити аналітичний опис меридіана поверхні, що обертається навколо вертикальної осі, за деякими вимогами до характеру руху частинки по ній.

Результати досліджень

Параметричні рівняння поверхні обертання мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} X &= \rho \cos \alpha; \\ Y &= \rho \sin \alpha; \\ Z &= z, \end{aligned} \quad (1)$$

де ρ – відстань від осі обертання до точки на меридіані (рис. 1);

z – висота від початку координат до точки на меридіані (рис. 1);

α – кут, що задає положення точки на поверхні обертання.

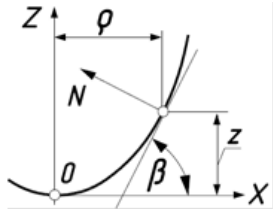


Рис. 1. Меридіан поверхні обертання з нормаллю до нього в точці розташування частинки.

Fig. 1. The meridian of the surface of rotation with the normal to it at the point of the location of the particle.

Змінні ρ і z задають форму меридіана, тобто перебувають між собою у певній залежності: у явній $z=z(\rho)$ або у вигляді параметричних рівнянь $z=z(t)$ і $\rho=\rho(t)$, де t – певна незалежна змінна. Для нашого випадку за таку змінну доцільно взяти час, оскільки для складання руху частинки потрібно мати вирази її швидкості і прискорення, які є функціями часу. Після цього рівняння поверхні (1) залежатиме від двох змінних: часу t і кута α .

Залежностями $z=z(t)$ і $\rho=\rho(t)$ задається крива меридіана. Якщо і кут α зробити залежним від часу t , тобто $\alpha=\alpha(t)$, то всі три рівняння (1) будуть функціями однієї змінної – часу t , тобто на поверхні (1) буде описана просторова крива, яку ми вважатимемо траєкторією ковзання частинки. У такому випадку параметричні рівняння поверхні і кривої на ній будуть ідентичними. Щоб їх відрізнити, для поверхонь приймемо позначення рівнянь прописними літерами, а для ліній – строчними.

Обертання поверхні (1) будемо розглядати по відношенню до двох систем координат: нерухомої $OXYZ$ і рухомої $Oxyz$, яка буде обертатися разом із поверхнею. Якщо ми хочемо, щоб частинка в обертальному русі ковзала по поверхні в додатному напрямку (проти годинникової стрілки), то саму поверхню будемо обертати із кутовою швидкістю ω в протилежному напрямку (за годинниковою стрілкою). За час t вона повернеться на кут $\theta=-\omega \cdot t$. Застосуємо відомі формули повороту однієї системи координат відносно іншої:

$$\begin{aligned} X &= \rho \cos \alpha \cos \theta - \rho \sin \alpha \sin \theta; \\ Y &= \rho \cos \alpha \sin \theta + \rho \sin \alpha \cos \theta; \\ Z &= z. \end{aligned} \quad (2)$$

Після спрощень із урахуванням $\theta=-\omega \cdot t$ рівняння (2) набувають вигляду:

$$\begin{aligned} X &= \rho \cos(\omega t - \alpha); \\ Y &= -\rho \sin(\omega t - \alpha); \\ Z &= z. \end{aligned} \quad (3)$$

Якщо α у рівняннях (3) є незалежною змінною, то вони описують поверхню, якщо ж $\alpha=\alpha(t)$, то це будуть рівняння абсолютної траєкторії руху частинки і в такому випадку літери “X”, “Y”, “Z” потрібно замінити на строчні.

Рівняння руху частинки будемо складати у вигляді $m\vec{w}=\vec{F}$, де $\vec{w}$ – вектор абсолютного прискорення, $\vec{F}$ – результуючий вектор прикладених до частинки сил. Усі вектори будемо визначати в проекціях на осі нерухомої системи координат. Векторами прикладених до частинки сил є: сила ваги mg (m – маса частинки, $g=9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння), реакція поверхні R , та сила тертя $f \cdot N$ (f – коефіцієнт тертя). Вектор ваги mg частинки спрямований вниз паралельно осі OZ , отже напрямний одиничний вектор запишеться:

$$mg: \{0; \quad 0; \quad -1\}. \quad (4)$$

Вектор сили тертя спрямований по дотичній до траєкторії ковзання, тобто до траєкторії відносного руху в сторону, протилежну швидкості відносного руху. Проекції швидкості відносного руху знайдемо диференціюванням рівнянь (1) за умови, що вони всі є функціями часу t :

$$\begin{aligned} x'_r &= \rho' \cos \alpha - \alpha' \rho \sin \alpha; \\ y'_r &= \rho' \sin \alpha + \alpha' \rho \cos \alpha; \\ z'_r &= z'. \end{aligned} \quad (5)$$

Оскільки в нас буде ще і абсолютна швидкість, то для того, щоб їх розрізнити, ми ввели індекс “r” – для відносної і “a” – для абсолютної швидкостей.

Геометрична сума складових (4) дасть величину швидкості ковзання частинки по сферичному диску у відносному русі:

$$V_r = \sqrt{x'^2_r + y'^2_r + z'^2_r} = \sqrt{\rho'^2 + \alpha'^2 \rho^2 + z'^2}. \quad (6)$$

Одиничний вектор дотичної до траєкторії відносного руху в проекціях на осі системи $OXYZ$ одержимо діленням проекцій (5) на величину вектора (6). Враховуючи те, що сила тертя $f \cdot N$ спрямована в протилежну сторону вектору відносної швидкості, запишемо одиничний напрямний вектор дії сили тертя із протилежним знаком:

$$f \cdot N : \left\{ \begin{array}{l} -\frac{\rho' \cos \alpha - \alpha' \rho \sin \alpha}{\sqrt{\rho'^2 + \alpha'^2 \rho^2 + z'^2}}; \\ -\frac{\rho' \sin \alpha + \alpha' \rho \cos \alpha}{\sqrt{\rho'^2 + \alpha'^2 \rho^2 + z'^2}}; \\ -\frac{z'}{\sqrt{\rho'^2 + \alpha'^2 \rho^2 + z'^2}} \end{array} \right\}. \quad (7)$$

Сила реакції поверхні R спрямована вздовж нормалі N до поверхні. Цей вектор розташований в площині меридіана (рис.1) і перпендикулярний до дотичної в поточній точці. Потрібно прослідкувати, щоб його напрям збігався із напрямом дії реакції R поверхні, тобто його горизонтальна проекція повинна бути спрямована в сторону осі обертання (рис. 1). Проекції одиничного вектора меридіана в площині ZOX (рис. 1) запишуться:

$$N : \left\{ -\frac{z'}{\sqrt{\rho'^2 + z'^2}}; \frac{\rho'}{\sqrt{\rho'^2 + z'^2}} \right\}. \quad (8)$$

Враховуючи кут повороту площини меридіана навколо осі OZ , одиничний вектор (8) запишемо в проекціях на осі просторової системи координат $OXYZ$. Він і буде напрямним вектором дії сили реакції поверхні на частинку:

$$R : \left\{ -\frac{z' \cos \alpha}{\sqrt{\rho'^2 + z'^2}}; -\frac{z' \sin \alpha}{\sqrt{\rho'^2 + z'^2}}; \frac{\rho'}{\sqrt{\rho'^2 + z'^2}} \right\}. \quad (9)$$

Знайдемо вектор $\bar{w}$ абсолютного прискорення в проекціях на осі системи координат $OXYZ$. Для цього потрібно двічі продиференціювати рівняння (3) абсолютного руху частинки. Перше диференціювання рівнянь (3) дає проекції абсолютної швидкості руху частинки:

$$\begin{aligned} x'_a &= \rho' \cos(\omega t - \alpha) - \rho(\omega - \alpha') \sin(\omega t - \alpha); \\ y'_a &= -\rho' \sin(\omega t - \alpha) - \rho(\omega - \alpha') \cos(\omega t - \alpha); \\ z'_a &= z'. \end{aligned} \quad (10)$$

Диференціюванням виразів (9) знаходимо проекції вектора абсолютного прискорення на осі нерухомої системи координат:

$$\begin{aligned} x''_a &= (\alpha'' \rho - 2\rho'(\omega - \alpha')) \sin(\omega t - \alpha) + \\ &+ (\rho'' - \rho(\omega - \alpha')^2) \cos(\omega t - \alpha); \\ y''_a &= (\alpha'' \rho - 2\rho'(\omega - \alpha')) \cos(\omega t - \alpha) - \\ &- (\rho'' - \rho(\omega - \alpha')^2) \sin(\omega t - \alpha); \\ z''_a &= z''. \end{aligned} \quad (11)$$

Одиничні напрямні вектори дії сили тертя $f \cdot N$ (7), і реакції R поверхні (9) знайдені для нерухомої поверхні. Оскільки поверхня повертається на кут $\theta = -\omega t$, то вказані вектори теж потрібно повернути на цей кут, щоб вони відповідали розташуванню частинки. Поворот здійснюємо аналогічно, як і поворот поверхні згідно формул (2). Після повороту проекції вказаних векторів запишуться:

- одиничного напрямного вектора дії сили тертя $f \cdot N$:

$$f \cdot N : \left\{ \begin{array}{l} -\frac{\rho' \cos(\omega t - \alpha) + \alpha' \rho \sin(\omega t - \alpha)}{\sqrt{\rho'^2 + \alpha'^2 \rho^2 + z'^2}}; \\ \frac{\rho' \sin(\omega t - \alpha) - \alpha' \rho \cos(\omega t - \alpha)}{\sqrt{\rho'^2 + \alpha'^2 \rho^2 + z'^2}}; \\ -\frac{z'}{\sqrt{\rho'^2 + \alpha'^2 \rho^2 + z'^2}} \end{array} \right\}. \quad (12)$$

- одиничного напрямного вектора дії сили реакції R :

$$R : \left\{ -\frac{z' \cos(\omega t - \alpha)}{\sqrt{\rho'^2 + z'^2}}; \frac{z' \sin(\omega t - \alpha)}{\sqrt{\rho'^2 + z'^2}}; \frac{\rho'}{\sqrt{\rho'^2 + z'^2}} \right\}. \quad (13)$$

Векторне рівняння $m\bar{w} = \bar{F}$ в проекціях на осі нерухомої системи координат $OXYZ$ запишеться із урахуванням одиничного вектора (4) напрямку дії сили ваги mg , одиничного вектора (12) напрямку дії сили тертя $f \cdot N$ і одиничного вектора (13) напрямку дії сили реакції R наступним чином:

$$\begin{aligned} mx''_a &= -N \frac{z' \cos(\omega t - \alpha)}{\sqrt{\rho'^2 + z'^2}} - \\ &- fN \frac{\rho' \cos(\omega t - \alpha) + \alpha' \rho \sin(\omega t - \alpha)}{\sqrt{\rho'^2 + \alpha'^2 \rho^2 + z'^2}}; \\ my''_a &= N \frac{z' \sin(\omega t - \alpha)}{\sqrt{\rho'^2 + z'^2}} + \\ &+ fN \frac{\rho' \sin(\omega t - \alpha) - \alpha' \rho \cos(\omega t - \alpha)}{\sqrt{\rho'^2 + \alpha'^2 \rho^2 + z'^2}}; \\ mz''_a &= -mg + N \frac{\rho'}{\sqrt{\rho'^2 + z'^2}} - \\ &- fN \frac{z'}{\sqrt{\rho'^2 + \alpha'^2 \rho^2 + z'^2}}. \end{aligned} \quad (14)$$

Підставимо у (14) вирази абсолютного прискорення (11) і отримаємо систему трьох диференціальних рівнянь із чотирма невідомими залежностями: $\alpha = \alpha(t)$, $\rho = \rho(t)$, $z = z(t)$ і $R = R(t)$. Щоб її розв'язати, одну залежність потрібно задати. Поставимо умову, щоб швидкість підйому частинки вгору в напрямі осі OZ була сталою і рівною V_z . Тоді $z' = V_z$, $z'' = 0$. Підставимо ці значення у (14) і розв'яжемо систему відносно α'' , ρ'' і R :

$$\begin{aligned} \alpha'' &= 2 \frac{\rho'}{\rho} (\omega - \alpha') - \frac{A f g \alpha'}{\rho' V_r - f A V_z}; \\ \rho'' &= \rho(\omega - \alpha')^2 - g \frac{V_r V_z + A f \rho'}{\rho' V_r - f A V_z}; \\ R &= \frac{m A g V_r}{\rho' V_r - f A V_z}, \end{aligned} \quad (15)$$

де $V_r = \sqrt{\rho'^2 + \alpha'^2 \rho^2 + V_z^2}$, $A = \sqrt{\rho'^2 + V_z^2}$.

Система (15) фактично є системою двох перших рівнянь відносно невідомих залежностей $\alpha = \alpha(t)$ і $\rho = \rho(t)$, а залежність $R = R(t)$ знаходиться після розв'язання цієї системи. Отриману систему потрібно розв'язувати чисельними методами. Оскільки $z' = V_z$, то $z = V_z t$. Ця залежність разом із знайденою залежніс-

тю $\rho = \rho(t)$ описує меридіан поверхні обертання. На рис. 2 чисельними методами було побудовано меридіан для двох значень V_z .

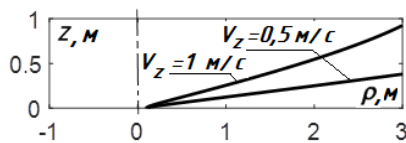


Рис. 2. Меридіани поверхні обертання при $\omega = 20 \text{ c}^{-1}$, $f = 0,3$, $\rho_0 = 0,1 \text{ м}$ і різних швидкостях V_z .

Fig. 2. The meridians of the surface of rotation at $\omega = 20 \text{ s}^{-1}$, $f = 0,3$, $\rho_0 = 0,1 \text{ m}$ and different speeds V_z .

Меридіан починається не з початку координат, оскільки було задане початкове значення $\rho_0 = 0,1 \text{ м}$. Отримана поверхня обертання близька до конічної, причому по мірі зменшення швидкості V_z меридіан наближається до прямої лінії, а сама поверхня – до площини. Це і зрозуміло, адже при $V_z = 0$ конус перетворюється на площину і частинка ковзає по горизонтальному диску. При будь-якій кутовій швидкості ω його обертання підйому частинки не буде, тобто $V_z = 0$. Якщо у рівняння (15) підставити $V_z = 0$, то ми отримаємо наступний результат:

$$\begin{aligned} \alpha'' &= 2 \frac{\rho'}{\rho} (\omega - \alpha') - fg \frac{\alpha'}{\sqrt{\rho^2 \alpha'^2 + \rho'^2}}; \\ \rho'' &= \rho (\omega - \alpha')^2 - fg \frac{\rho'}{\sqrt{\rho^2 \alpha'^2 + \rho'^2}}; \\ R &= mg. \end{aligned} \quad (16)$$

Рівняння (16) точно збігаються із диференціальними рівняннями руху частинки по горизонтальному диску, що обертається навколо вертикальної осі, і які наведені в монографії [1] на стор. 246 (формули (44) і (45)).

Розглянемо ще один частковий випадок. Нехай $\alpha'' = 0$, $\alpha' = \omega$. Це означає, що частинка при ковзанні по поверхні обертається навколо її осі зі сталою кутовою швидкістю, рівною кутовій швидкості обертання поверхні. Кутові швидкості спрямовані в протилежні сторони, отже в абсолютному русі обертання частинки відсутнє. Підставимо ці умови в (11) і (14) і після розв'язування отримаємо: $\rho'' = 0$, тобто $\rho = \rho_0 = \text{const}$, $z'' = -g$, $R = 0$. Це означає, що поверхнею обертання є вертикальний циліндр. Прискорення частинки стало і дорівнює $-g$, отже вона перебуває у стані вільного падіння вниз. Реакція $R = 0$, тому кутова швидкість ω обертання циліндра не впливає на падіння частинки.

Висновки

1. Аналітичний опис складного руху частинки по поверхні, яка обертається навколо вертикальної осі, зводиться до знаходження траєкторії її ковзання.

2. У статті показана спроба розв'язання оберненої задачі: знайти таку форму меридіана, щоб поверхня обертання потрібним чином впливала на характер ковзання частинки. Із виведених диференціальних рівнянь руху частинки отримано часткові відомі результати.

Список літератури

1. Pylypaka S., Klendi, M., Zaharova T. Movement of the particle on the external surface of the cylinder, which makes the translational oscillations in horizontal planes. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. Springer, Cham, P. 336-345. doi: 10.1007/978-3-319-93587-4_35.
2. Sklabinskyi V., Liaposhchenko O., Pavlenko I., Lytvynenko O., Demianenko M. Modelling of liquid's distribution and migration in the fibrous filter layer in the process of inertial-filtering separation. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer. Cham, 2019. P. 489-497, doi: 10.1007/978-3-319-93587-4_51.
3. Liaposhchenko O., Pavlenko I., Monkova K., Demianenko M., Starynskyi O. Numerical simulation of aeroelastic interaction between gas-liquid flow and deformable elements in modular separation devices. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer. Cham. 2020. P. 765-774, doi: 10.1007/978-3-030-22365-6_76.
4. Liaposhchenko O. O., Sklabinskyi V. I., Zavialov V. L., Pavlenko I. V., Nastenka O. V., Demianenko M. M. Appliance of inertial gas-dynamic separation of gas-dispersion flows in the curvilinear convergent-divergent channels for compressor equipment reliability improvement. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2017. Vol. 233(1). 012025. doi: 10.1088/1757-899X/233/1/012025.
5. Karpus V., Ivanov V., Dehtiarov I., Zajac J., Kurochkina V. Technological assurance of complex parts manufacturing. In: Ivanov V. et al. (eds.) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing, DSMIE-2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. P. 51-61, doi: 10.1007/978-3-319-93587-4_6.

References

1. Pylypaka S., Klendi, M., Zaharova T. (2019). Movement of the particle on the external surface of the cylinder, which makes the translational oscillations in horizontal planes. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer. Cham. 336-345.
2. Sklabinskyi V., Liaposhchenko O., Pavlenko I., Lytvynenko O., Demianenko M. (2019). Modelling of liquid's distribution and migration in the fibrous filter layer in the process of inertial-filtering separation. In: Ivanov V. et al. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing. DSMIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer. Cham. 489-497.
3. Liaposhchenko O., Pavlenko I., Monkova K., Demianenko M., Starynskyi O. (2020). Numerical simulation of aeroelastic interaction between gas-liquid flow and deformable elements in modular separation devices. In: Ivanov V. et al. (eds). *Advances in Design, Simulation*

and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer. Cham. 765-774.

4. Liaposhchenko O. O., Sklabinskyi V. I., Zavialov V. L., Pavlenko I. V., Nastenka O. V., Demianenko M.M. (2017). Appliance of inertial gas-dynamic separation of gas-dispersion flows in the curvilinear convergent-divergent channels for compressor equipment reliability improvement. In: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 233(1). 012025.

5. Karpus V., Ivanov V., Dehtiarov I., Zajac J., Kurochkina V. (2019). Technological assurance of complex parts manufacturing. In: Ivanov V. et al. (eds.) Advances in Design, Simulation and Manufacturing, DSMIE-2018, Lecture Notes in Mechanical Engineering. 51-61.

КОНСТРУИРОВАНИЕ МЕРИДИАНА ДЛЯ ЗАДАННОГО ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЧКИ ПО ПОВЕРХНОСТИ, КОТОРАЯ ВРАЩАЕТСЯ ВОКРУГ ВЕРТИКАЛЬНОЙ ОСИ

*Т. Н. Волина, С. Ф. Пилипака, В. Н. Бабка,
А. В. Несвидомин*

Аннотация. В статье рассмотрено конструирование поверхности вращения, которое сводится к нахождению ее меридиана по заданным условиям. Таковыми условиями являются характер движения частицы по внутренней поверхности при ее вращении вокруг вертикальной оси. Абсолютное движение частицы образуется от соотношения вращательного движения поверхности и относительного движения (скольжения) частицы по поверхности. Классические примеры такого движения является движение частицы внутри вертикального конуса, который вращается с постоянной угловой скоростью вокруг своей оси, а также частный случай, когда угол наклона образующих конуса равен нулю и он превращается в горизонтальный диск. Кривую меридиана можно задать явным уравнением или параметрическими уравнениями в функции независимой переменной. В статье рассмотрен случай, когда меридиан поверхности вращения задается параметрическими уравнениями в функции времени. Это позволяет составить дифференциальное уравнение движения частицы, в котором все зависимости являются функциями времени. Эти зависимости должны быть найдены из составленного дифференциального уравнения движения частицы.

Когда частица попадает на поверхность, она начинает по ней скользить, описывая криволинейную траекторию. С учетом вращательного движения поверхности находится абсолютная траектория. Первая производная ее длины по времени дает абсолютную скорость, а вторая – абсолютное ускорение, в выражение которого заложены неизвестные функции, описывающие меридиан. Дифференциальное уравнение движения составлено в проекциях на три оси декартовой системы координат. В систему из трех уравнений входят четыре неизвестные функции: два уравнения, задающие меридиан, зависимость угловой скорости скольжения частицы и реакция поверхности. Чтобы решить уравнение, количество неизвест-

ных функций нужно сократить до трех. Для этого одну зависимость задаем. Такой подход приводит к получению частных случаев, один из которых – движение частицы по горизонтальному диску, вращающемуся вокруг вертикальной оси. Рассмотрен конкретный пример и построено кривую меридиана в результате численного решения уравнений при условии, что частица внутри поверхности поднимается вверх с постоянной заданной скоростью.

Ключевые слова: поверхность вращения, меридиан, угловая скорость, частица, скольжение, траектория, дифференциальные уравнения.

CONSTRUCTION OF MERIDIAN FOR GIVEN MOVEMENT OF PARTICLE ON SURFACE WHICH ROTATES AROUND THE VERTICAL AXIS

*T. M. Volina, S. F. Pylypaka, V. M. Babka,
A. V. Nesvidomin*

Abstract. The article considers the construction of the surface of rotation, which is came down to finding its meridian by given condition. Such condition is the nature of the movement of the particle on the inner surface during its rotation around the vertical axis. The absolute movement of a particle is formed from the ratio of the rotational movement of the surface and the relative movement (sliding) of the particle on the surface. Classic example of such movement is the particle movement inside a vertical cone that rotates at a constant angular velocity around its axis, and the partial case when the angle of inclination of the generatrices of the cone is equal to zero and it turns into a horizontal disk. The meridian curve can be set by explicit equations or parametrical equations as a function of an independent variable. The article considers the case when the meridian of the surface of rotation is given by parametrical equations in the function of time. It allows us to make a differential equation of movement of a particle, in which all dependencies are functions of time. These dependences must be found from the composite differential equation of particle movement.

When a particle hits the surface, it begins to slide on it, describing a curvilinear trajectory. Taking into account the rotational movement of the surface, there is an absolute trajectory. The first derivative of its length in time gives an absolute velocity, and the second – absolute acceleration, the expression of which includes unknown functions describing the meridian. The differential equation of movement is compiled in projections on three axes of the Cartesian coordinate system. The system of three equations includes four unknown functions: two equations that define the meridian, the dependence of the angular velocity of the particle and the reaction of the surface. To solve the equation, the number of unknown functions should be reduced to three. One dependence was set for this. This method leads to partial cases, one of which is the movement of a particle on a horizontal disk rotating around a vertical axis. A specific example is considered and the meridian curve is constructed as a result of numerical solution of the equations, provided that the particle rises upwards inside the surface at a constant given velocity.

Key words: surface of rotation, meridian, angular velocity, particle, sliding, trajectory, differential equations.

Т. М. Воліна ORCID 0000-0001-8610-2208.

С. Ф. Пилипака ORCID 0000-0002-1496-4615.

В. М. Бабка ORCID 0000-0003-4971-4285.

А. В. Несвідомін ORCID 0000-0002-9227-4652.

УДК 631.3:629.017

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА ТЕХНІЧНИЙ СТАН СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

А. В. Новицький, О. О. Банний, О. М. Бистрий

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: Novytskyi@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.
Бібл. 29, рис. 0, табл. 3.

Анотація. Одним з основних напрямків підвищення ефективності експлуатації сільськогосподарської техніки є вивчення технічної готовності при плануванні основних етапів, об'єктів та обсягів робіт з технічного обслуговування і ремонту. Існуючі системи технічного обслуговування і ремонту техніки не враховують в повній мірі умови експлуатації, що характеризуються визначеною групою факторів. Залишаються актуальними проблеми індивідуального підходу до оцінки технічного стану та оперативного корегування режимів технічного обслуговування і ремонту машин в умовах їх експлуатації.

Метою представленої статті є дослідження впливу експлуатаційних факторів на технічний стан сільськогосподарської техніки в процесі її використання. Для прикладу, в якості об'єкту досліджень взяті засоби для приготування і роздавання кормів (ЗПРК) що використовуються в тваринництві. У роботі застосовується метод апіорного ранжування і методика оцінки не випадковості згоди експертів. Представлена класифікація умов експлуатації, з огляду їх впливу на зміну технічного стану ЗПРК. Із сукупності представлених умов визначені фактори, що впливають на експлуатацію ЗПРК.

За результатами експертного опитування зібрані дані для попереднього ранжування факторів. За кожним фактором визначена сума рангів усіх експертів. Виявлені чотири фактори, що мають переважний вплив на технічний стан ЗПРК: надійність конструкції засобу; професійно важливі якості персоналу; організаційно-технологічні чинники; інтенсивність експлуатації та навантаження на робоче обладнання. За допомогою коефіцієнта конкордації оцінено ступінь узгодження думок експертів. Результати що отримані апіорним ранжуванням можуть бути признаними задовільними і адекватними. Перевірка гіпотези про не випадковості згоди експертів згідно критерія Пірсона свідчить про значущість коефіцієнта конкордації, істотну подібність і не випадковості. Результати досліджень впливу експлуатаційних факторів на технічний стан ЗПРК отримали практичне підтвердження та використання в умовах виробництва.

Ключові слова: машина, технічний стан, експертне опитування, апіорне ранжування, умови експлуатації, фактори, ранг.

Постановка проблеми

Аналіз сучасного рівня технічного забезпечення аграрного виробництва вказує на відсутність можливостей швидкого оновлення зношеного парку сільськогосподарської техніки [20, 26]. У зв'язку з цим, залишається важливим та актуальним завданням підвищення технічної готовності та ефективності використання сільськогосподарської техніки, включаючи такий важливий сектор машин та обладнання тваринництва, як засоби для приготування і роздавання кормів (ЗПРК) [17, 20, 26]. Одним з основних напрямків вирішення зазначеної задачі є вивчення технічної готовності при плануванні основних етапів, об'єктів та обсягів робіт з технічного обслуговування і ремонту (ТОР) сільськогосподарської техніки. Причому, у більшості випадків введення вартісних засобів діагностики основних вузлів та агрегатів ЗПРК є недоцільним або ж неможливим. При плануванні етапів ТОР актуальним є удосконалення методів оцінки технічного стану, моніторингу умов експлуатації сільськогосподарської техніки, розробка методів їх обліку, аналізу та корегування.

Аналіз останніх досліджень

Підвищення конкурентоспроможності аграрних підприємств нерозривно пов'язане з необхідністю широкого впровадження ресурсоощадних технологій. Одним із основних заходів зазначеного напрямку є підвищення ефективності експлуатації сільськогосподарської техніки та одного з її важливих секторів – ЗПРК. Для приготування кормових сумішей для годівлі тварин використовують машини, що потребують використання значної частки ручних операцій, включаючи завантаження, подрібнення, змішування, дозування та роздавання [3, 11]. Виходячи

з цього, в наукових статтях останніх років визначився комплекс досліджень, що включає вивчення та удосконалення конструкцій ЗПРК [3, 6, 7, 22], підвищення ефективності їх використання [16, 20] та техніко-економічне обґрунтування забезпечення якості продукції [9, 23].

Необхідно також відмітити недостатній моніторинг стану матеріально-технічного забезпечення сільськогосподарською технікою та фактичного рівня її надійності [5, 8, 18, 19, 21], особливо в системі розвитку інноваційних процесів [17, 20, 25].

В існуючих літературних джерелах, теоретичних та експериментальних дослідженнях недостатньо уваги приділено вивченню надійності техніки як складних технічних систем (СТС), із врахуванням умов експлуатації, впливу людського фактору, організації роботи інженерно-технічної служби, формування системи технічного обслуговування і ремонту (СТОР) [2, 10, 18, 19, 24, 29].

Актуальною також залишається проблема індивідуалізації та оперативного коригування режимів ТОР машин, з урахуванням умов їх експлуатації. Раніше описані та традиційні методи обґрунтування системи ТОР не дають можливості вирішити зазначені проблеми оцінки надійності і технічного стану ЗПРК в повній мірі [1, 4, 12]. У випадках виникнення складності введення методів контролю основних техніко-експлуатаційних характеристик ЗПРК та складності реалізації безпосередньої системи діагностування, доцільним є використання методів опосередкованого контролю їх технічного стану.

Одним із напрямів реалізації досліджень впливу експлуатаційних факторів на технічний стан сільськогосподарської техніки можуть бути використані методи експертних оцінок [13-15, 27, 28]. Методи експертних оцінок є важливим інструментом визначення загальних тенденцій розвитку, параметрів і технічного рівня складних технічних систем СТС «Людина-Машина» [19].

Процедура проведення методів експертної оцінки досить детально описана в науково-технічній літературі [13, 14], з вивченням питань формування експертних груп, компетентності експертів, форм роботи з експертами, формуванням анкет і таблиць експертних оцінок, а також аналізу і проведення експертної оцінки, в тому числі з урахуванням узгодженості думок окремих експертів.

Мета досліджень

Метою представленої статті є дослідження впливу експлуатаційних факторів на технічний стан сільськогосподарської техніки в процесі її використання.

Результати досліджень

В представленій статті проведено цілий ряд досліджень, які направлені на оцінку впливу експлуатаційних факторів на технічний стан ЗПРК. Вивчення значущості факторів що впливають на умови

експлуатації, виявлення негативного їх впливу на зміну технічного стану ЗПРК на початку введення та в процесі експлуатації, або ж після впливу ТОР може бути проведено з використанням методу експертних оцінок. Експертне опитування – різновидність соціологічного опитування, в ході якого респондентами виступають компетентні особи – експерти, що мають глибокі знання про предмети чи об'єкти дослідження [14]. В основу методу експертних оцінок покладені знання фахівців і накопичений ними досвід при проведенні науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, інформація з науково-технічної літератури та патентної документації в конкретній галузі в поєднанні з сучасними математичними методами обробки даних.

Основними факторами при проведенні експертних оцінок, що визначають надійність і точність оцінки, є підбір експертів і їх компетентність. В проведенні опитування прийняли участь десять експертів, що займаються експлуатацією і підтриманням працездатності ЗПРК.

В таблиці 1 представлена класифікація умов експлуатації, з огляду їх впливу на зміну технічного стану ЗПРК.

Сукупність представлених в таблиці 1 факторів формують умови, що впливають на експлуатацію ЗПРК. З класифікаційних груп, що відповідають умовам експлуатації ЗПРК, отримано десять основних факторів, за якими експерти виявляють найбільш суттєвий вплив на зміну технічного стану ЗПРК. Зазначені фактори представлені в таблиці 2, яка використана при опитуванні експертів в якості анкети.

Представлений опитувальний лист був погоджений з експертами та з пропозиціями розставити фактори за рівнями значущості. Для обробки отриманих результатів апріорного ранжирування була використана методика [4].

Методика реалізована в наступній послідовності. В таблиці апріорного ранжирування (табл. 3) вказані індивідуальні оцінки всіх експертів (за питаннями листа опитування, які представлені в табл. 2).

За кожним фактором визначена сума рангів усіх експертів:

$$\Delta_k = \sum_{m=1}^m a_{km}, \quad (1)$$

Перевіряємо правильність заповнення таблиці в наступній послідовності:

- максимальний рейтинг за конкретним фактором a_{km} не може бути більшим за порівняні фактори k :

$$a_{km} \leq k, \quad (2)$$

- максимальне значення суми рангів по кожному фактору не може бути більше добутку максимально можливого рангу на число експертів:

$$(\Delta_k)_{\max} \leq (a_{km})_{\max} \cdot m, \quad (3)$$

- мінімально можлива сума рангів по кожному фактору не може бути меншою мінімального рангу помноженого на число експертів:

$$(\Delta_k)_{\max} \geq (a_{km})_{\min} \cdot m, \quad (4)$$

- визначаємо загальну суму рангів:

$$\sum_{k=1}^k \Delta_k = \Delta_1 + \Delta_2 + \dots + \Delta_n, \quad (5)$$

- визначаємо середню суму рангів:

$$\bar{\Delta} = \sum_{k=1}^k \frac{\Delta_k}{k}, \quad (6)$$

Таблиця 1. Класифікація умов експлуатації, що впливають на зміну технічного стану ЗПРК.**Table 1.** Classification of operating conditions that affect the change in the technical condition of MPDF.

Умови експлуатації	Найменування факторів
Умови використання	На площадці з тверди покриттям
	В кормоцеху
Кліматичні умови	Температура навколишнього середовища
	Вологість
	Кількість опадів
	Агресивність середовища
	Запиленість повітря
Інтенсивність експлуатації та навантаження на робоче обладнання	Інтенсивність експлуатації
	Рівень навантаження
	Навантаження на робоче обладнання
Характер і прийоми управління	Характер управління засобом
	Прийоми управління засобом
Категорії кормів і їх забрудненість	Категорії кормів
	Забрудненість кормів
Надійність конструкції засобу	Надійність конструкції засобу
	Довговічність робочих органів
Система ТО і ремонту	Своєчасність проведення ТО і ремонту
	Якість проведення ТО і ремонту
	Повнота проведення ТО і ремонту
	Інфраструктура ремонтно-обслуговуючої бази
Стан контролю інженерно-технічної служби	Стан контролю інженерно-технічної служби
Організаційно-технологічні чинники	Різнорочність машин
	Організаційно-технологічна документація
	Відповідність зоотехнічним вимогам
	Короткочасне зберігання
	Міжзмінне зберігання
Професійно-важливі якості працівників	Стаж роботи оператора
	Кваліфікація оператора
	Стаж роботи ремонтного працівника
	Кваліфікація ремонтного працівника

Таблиця 2. Експлуатаційні фактори що впливають на технічний стан ЗПРК.**Table 2.** Operational factors affecting the technical condition of MPDF.

Найменування факторів	Номер фактора
Умови використання	Φ_1
Кліматичні умови	Φ_2
Інтенсивність експлуатації та навантаження на робоче обладнання	Φ_3
Характер і прийоми управління	Φ_4
Категорія кормів і їх забрудненість	Φ_5
Надійність конструкції засобу	Φ_6
Система ТО і ремонту	Φ_7
Стан контролю інженерно-технічної служби	Φ_8
Організаційно-технологічні чинники	Φ_9
Професійно-важливі якості персоналу	Φ_{10}

Результати апіорного ранжирування факторів умов експлуатації, що визначають негативний вплив на зміну технічного стану ЗПРК заносимо в таблицю 3.

Наступним кроком буде операція для проведення перевірки правильності визначення суми рангів:

$$\sum_{k=1}^k \Delta_k = m \times k \times \bar{a}, \quad (7)$$

де $\bar{a}$ - середній ранг оцінки факторів кожним експертом:

$$\bar{a} = \frac{\sum_{k=1}^k \Delta_k}{k}. \quad (8)$$

Далі визначаємо відхилення суми рангів кожного фактора від середньої суми рангів:

$$\Delta'_k = \Delta_k - \bar{\Delta}. \quad (9)$$

Після цього за допомогою коефіцієнта конкордації Кенделла W оцінюємо ступінь узгодженість думок експертів:

$$W = \frac{12 \times S}{m^2 \times (k^3 - k)}, \quad (10)$$

де k - число факторів;

m - число експертів;

S - сума квадратів відхилень.

Таблиця 3. Результати апіорного ранжирування факторів умов експлуатації, що визначають негативний вплив на зміну технічного стану ЗПРК.

Table 3. The results of a priori ranking of factors of operating conditions, determining the negative impact on changes in the technical condition of MPDF.

Найменування факторів	Умовні номера експертів, m										Сума рангів	Відхилення суми рангів	Квадрат відхилення	Місце	Вага показника
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10					
	Ранги оцінки a_{km}														
Умови використання	10	6	5	7	6	9	6	10	7	10	76	21	441	8	0,05
Кліматичні умови	9	5	10	8	7	8	8	9	9	7	80	25	625	10	0,02
Інтенсивність експлуатації та навантаження на робоче обладнання	6	10	8	10	9	4	4	5	10	4	70	15	225	6	0,09
Характер і прийоми управління	4	3	4	1	5	2	5	3	3	5	37	-18	324	4	0,13
Категорія кормів і їх забрудненість	5	9	6	4	4	10	10	8	6	9	71	16	256	7	0,07
Надійність конструкції засобу	1	2	3	3	1	3	1	1	4	2	19	-36	1296	1	0,18
Система ТО і ремонту	7	8	7	5	10	6	7	6	5	8	69	14	196	5	0,11
Стан контролю інженерно-технічної служби	8	7	9	9	8	7	9	7	8	6	78	23	529	9	0,04
Організаційно-технологічні чинники	2	1	2	6	3	5	2	2	2	1	26	-29	841	3	0,15
Професійно-важливі якості персоналу	3	4	1	2	2	1	3	4	1	3	24	-31	961	2	0,16
Разом	55	55	55	55	55	55	55	55	55	55	550		6094		1,0

Коефіцієнт конкордації Кенделла може змінюватися від 0 до 1. При цьому, чим ближче значення коефіцієнта буде наближатись до 1, тим тісніше ступінь узгодженості думок експертів. При $W \geq 0,5$ перевіряється гіпотеза про не випадковість згоди експертів, для цього використовується критерій Пірсона, який визначається за наступною формулою.

Згідно розрахунків за формулою (11), отримаємо:
 $\chi_p^2 = 0,69 \times 10 \times (10 - 1) = 64,8$.

Отримане розрахункове значення коефіцієнта порівнюється з табличним, що визначений при числі ступенів свободи $k-1$, при рівні значущості 0,01.

$$\chi_p^2 = \chi_m^2 \quad (12)$$

Перевіряємо гіпотезу про не випадковість згоди експертів згідно критерія Пірсона з табличним значенням: $64,8 \geq 21,7$ при рівні значущості 0,01.

Дане порівняння свідчить про значущість коефіцієнта конкордації, істотну подібність і не випадковість збігу думок експертів.

За результатами проведеного дослідження можна підтвердити, що фактори умов експлуатації виявляють негативний вплив на зміну технічного стану ЗПРК.

За ступенем впливу факторів умов експлуатації на зміну технічного стану ЗПРК отримано наступний розподіл:

1-е місце - надійність конструкції засобу – Φ_6 ($\Delta k = 19$);

2-е місце - професійно-важливі якості персоналу – Φ_{10} ($\Delta k = 24$);

3-е місце - організаційно-технологічні чинники – Φ_9 ($\Delta k = 26$);

4-е місце - характер і прийоми управління – Φ_4 ($\Delta k = 37$);

5-е місце - система ТО і ремонту – Φ_7 ($\Delta k = 69$);

6-е місце - інтенсивність експлуатації та навантаження на робоче обладнання – Φ_3 ($\Delta k = 70$);

7-е місце - категорія кормів і їх забрудненість – Φ_5 ($\Delta k = 71$);

8-е місце - умови використання – Φ_1 ($\Delta k = 78$);

9-е місце - стан контролю інженерно-технічної служби – Φ_8 ($\Delta k = 76$);

10-е місце - кліматичні умови – Φ_2 ($\Delta k = 80$).

Визначено питомі ваги показників за ступенем їх впливу на досліджувану систему за формулою:

$$q_k = \frac{2 \times (k - M + 1)}{k \times (k + 1)}, \quad (13)$$

де M - місце відповідного фактора за результатами ранжування.

Представлені результати використання методу колективних рішень експертів для визначення впливу експлуатаційних факторів на технічний стан ЗПРК дозволяють:

- розраховувати числові характеристики помилок оцінювання (середнє значення і дисперсію);
- обчислювати відносну помилку оцінювання та визначати її характеристики;
- визначати точність оцінки декількох факторів (параметри вектора оцінок і вектора помилок).

Висновки

1. Використання методу експертних оцінок допомагає формалізувати процедури збору, обробки та аналізу досвіду спеціалістів з метою перетворення їх у форму, найбільш зручну для прийняття обґрунтованого рішення. За результатами експертного опитування отримані дані для апріорного ранжування факторів.

2. За допомогою методики апріорного ранжування виявлено, що найбільший вплив на зміну технічного стану ЗІРК мають наступні експлуатаційні фактори: надійність конструкції засобу; професійно важливі якості персоналу; організаційно-технологічні чинники; інтенсивність експлуатації та навантаження на робоче обладнання.

3. Результати досліджень впливу експлуатаційних факторів на технічний стан ЗІРК отримали практичне підтвердження та використання в умовах аграрного виробництва.

4. Перспективними напрямками застосування групових експертних оцінок є, перш за все, наукові і технічні дослідження, інженерна галузь та менеджмент, забезпечення працездатності та прогнозування надійності машин.

Список літератури

1. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 3(105). P. 19-29.
2. Boyko A., Novitskiy A. Mathematical model of reliability of human-machine system under reduced efficiency of its generalized work. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9. No. 3. P. 165-174.
3. Khmelovskiy V. Process support preparation and distribution of feed for cattle on family farms. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2018, Vol. 9. No. 3. P. 224-232.
4. Novitskiy A., Karabinshos S. Some aspects of information support for operability of complex agricultural machinery. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9. No. 2. P. 106-121.
5. Novitskiy Andrey. Professional Reliability of Personnel in System of Development of Innovative Processes. *ТЕКА. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. Lublin-Rzeszow. 2018. Vol. 18. No 2. P. 93-102.
6. Pylypaka S. F., Klendii M. B., Trokhaniak V. I., Pastushenko A. S., Novitskiy A. V. Movement of a material particle on an inclined plane all the points of which describe circles in oscillatory motion in the same plane. *Bulletin of the Karaganda University. Mathematics Series*. №1 (97)/2020. Karaganda, 2020. P. 122-131.
7. Rebenko V., Khmelovskiy V. Study of elements of biotechnical system in production of livestock products. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9. No. 4. P. 150-165.
8. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 2019. Vol. 18. P. 291-298.
9. Vasyl Khmelovskiy, Volodymyr Otchenashko, Semen Voloshyn, Olena Pinchevska. Providing processes of preparation and distribution of feed for cattle on animal husbandry farms. *Engineering for Rural Development*. 2020. P. 778-783.
10. Voinalovych O., Hnatiuk O., Rogovskii I., Pokutnii O. Probability of traumatic situations in mechanized processes in agriculture using mathematical apparatus of Markov chain method. *Engineering for rural development*. 2019. Vol. 18. P. 563-569.
11. Novitskiy Andriy. Forming reliability of means for preparation and disposal of forage. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2017. Vol. 19. No 3. P. 123-128.
12. Rogovskii I. L. Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 1. P. 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.
13. Rogovskii I., Titova L., Ohienko M., Snezhko O., Nadtochiy O., Raiss F., Berezova L. Methodology of engineering management of agrotechnics of grain production by agricultural enterprises. Monograph. Opole. The Academy of Management and Administration in Opole. 2021. ISBN 978-83-66567-37-5. 214 p.
14. Nazarenko I., Dedov O., Beryk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 6 (7-108). P. 71-79. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217747.
15. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 4. Issue 7(112). P. 41-49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.
16. Ловейкін В. С., Хмельовський В. С., Гудова А. В. Підвищення ефективності роботи мобільних змішувачів-роздавачів кормів. *Вісник Сумського національного аграрного університету*. Серія: механізація і автоматизація виробничих процесів. Суми. 2016. Вип. 10/2 (30). С. 107-111.
17. Новицький А. В. Моніторинг матеріально-технічного забезпечення та надійності техніки АПК в системі розвитку інноваційних процесів. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 3. P. 87-94.
18. Новицький А. В. Моніторинг надійності людини-оператора при дослідженні складних технічних систем в сільському господарстві. *Збірник наукових праць ЖНАУ, з нагоди XV Міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми*

землеробської механіки». Житомир. ЖНАУ. №2 (45). Т. 4. Ч. 2. 2014. С. 110-120.

19. Новицький А. В. Огляд теоретичних досліджень надійного функціонування складних технічних систем у тваринництві. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2016. Вип. 254, ч. 3. С. 334-338.

20. Новицький А. В., Банний О. О. Надійність сільськогосподарської техніки в системі інноваційних процесів з досвіду зарубіжних компаній. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020, Vol. 11. No 2. P. 115-124.

21. Новицький А. В., Засулько А. А., Хмельовська С. З. Оцінка та підвищення рівня надійності ножів засобів для приготування і роздавання кормів. Збірник тез доповідей VII-ї Міжнародної наукової конференції «Інноваційне забезпечення виробництва органічної продукції в АПК» в рамках роботи XXXI Міжнародної агропромислової виставки «АГРО 2019» (04-07 червня 2019 року). Київ. 2019. С. 82-83.

22. Новицький А. В., Новицький Ю. А. Класифікація робочих органів типу «ніж» засобів для приготування і роздавання кормів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 287-296.

23. Новицький А. В., Новицький Ю. А. Технічна оцінка споживчих якостей сільськогосподарської техніки. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 264. С. 293-303.

24. Новицький А. В., Ружило З. В. Визначення функції готовності систем «людина – машина» при зростанні інтенсивностей відмов. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No. 2. P. 89-96.

25. Новицький А. В., Ружило З. В., Котречко О. О. Забезпечення надійності сільськогосподарської техніки в системі розвитку інноваційних процесів. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 3. P. 151-157.

26. Новицький А. В., Ружило З. В. Моніторинг забезпечення молочного скотарства машинами та обладнанням. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. Харків. 2014. Вип. 1. С. 56-63.

27. Palamarchuk I., Rogovskii I., Titova L., Omelyanov O. Experimental evaluation of energy parameters of volumetric vibroseparation of bulk feed from grain. *Engineering for Rural Development*. 2021. Vol. 20. P. 1761-1767. doi: 10.22616/ERDev.2021.20. TF386.

28. Озорнин С. П., Бердников И. Е. Ранжирование факторов условий эксплуатации, оказывающих негативное влияние на изменение технического состояния транспортно-технологических машин. Вестник ИРГТУ. 2017. Т. 21. №3 (122). С. 145-154.

29. Шацкий В. В. Концепция и методология совершенствования биотехнической системы животноводства. Вісник Харківського національного

технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. Харків. 2016. Вип. 157. С. 111-118.

References

1. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. (2020). Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 3(105). 19-29.

2. Boyko A., Novitskiy A. (2018). Mathematical model of reliability of human-machine system under reduced efficiency of its generalized work. *Machinery & Energetics*. Kyiv. Ukraine. 9(3). 165-174.

3. Khmelovskiy V. (2018). Process support preparation and distribution of feed for cattle on family farms. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 9(3). 224-232.

4. Novitskiy A., Karabinhosh S. (2018). Some aspects of information support for operability of complex agricultural machinery. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 9(2). 106-121.

5. Novitskiy Andrey. (2018). Professional reliability of personnel in system of development of innovative processes. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. Lublin-Rzeszow. 18(2). 93-102.

6. Pylypaka S. F., Klendii M. B., Trokhaniak V. I., Pastushenko A. S., Novitskiy A. V. (2020). Movement of a material particle on an inclined plane all the points of which describe circles in oscillatory motion in the same plane. *Bulletin of the Karaganda University. Mathematics Series*. 1(97)/2020. Karaganda. 122-131.

7. Rebenko V., Khmelovskiy V. (2018). Study of elements of biotechnical system in production of livestock products. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 9(4). 150-165.

8. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 18. 291-298.

9. Vasyk Khmelovskiy, Volodymyr Otchenashko, Semen Voloshyn, Olena Pinchevska. (2020). Providing processes of preparation and distribution of feed for cattle on animal husbandry farms. *Proceedings of 18th International Scientific Conference "Engineering for rural development"*. Jelgava, Latvia, May 20-22. 778-783.

10. Voinalovych O., Hnatiuk O., Rogovskii I., Pokutnii O. (2019). Probability of traumatic situations in mechanized processes in agriculture using mathematical apparatus of Markov chain method. *Engineering for rural development*. 18. 563-569.

11. Novitskiy Andriy. (2017). Forming reliability of means for preparation and disposal of forage. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 19(3). 123-128.

12. Rogovskii I. L. (2021). Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production*

Research. Kyiv. Ukraine. 12(1). 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.

13. Rogovskii I., Titova L., Ohiienko M., Snezhko O., Nadtochiy O., Raiss F., Berezova L. (2021). Methodology of engineering management of agrotechnics of grain production by agricultural enterprises. Monograph. Opole. The Academy of Management and Administration in Opole. ISBN 978-83-66567-37-5. 214.

14. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. (2020). Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 6 (7-108). 71-79. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217747.

15. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. (2021). Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 4(7(112)). 41-49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.

16. Loveikin V. S., Khmelovskiy V. S., Hudova A. V. (2016). Improving the efficiency of mobile feed mixers. Bulletin of Sumy National Agrarian University. Series: mechanization and automation of production processes. Sumy. 10/2(30). 107-111.

17. Novytskyi A. V. (2019). Monitoring of logistics and reliability of agricultural machinery in the system of innovation processes. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 10(3). 87-94.

18. Novytskyi A. V. (2014). Monitoring the reliability of the human operator in the study of complex technical systems in agriculture. Collection of scientific works of ZhNAU, on the occasion of the XV International Scientific Conference "Modern Problems of Agricultural Mechanics". Zhytomyr. ZhNAU. 2(45). 4(2). 110-120.

19. Novytskyi A. V. (2016). Review of theoretical studies of reliable operation of complex technical systems in animal husbandry. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energy of agro-industrial complex. Kyiv. 254(3). 334-338.

20. Novytskyi A. V., Bannyi O. O. (2020). Reliability of agricultural machinery in the system of innovation processes from the experience of foreign companies. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 11(2). 115-124.

21. Novytskyi A. V., Zasunko A. A., Khmelovska S. Z. (2019). Evaluation and increase of reliability of knives of means for preparation and distribution of forages. Collection of abstracts of the VII International Scientific Conference "Innovative support of organic production in agriculture" in the framework of the XXXI International Agro-Industrial Exhibition "AGRO 2019" (June 4-07, 2019). Kyiv. 82-83.

22. Novytskyi A. V., Novytskyi Yu. A. (2017). Classification of working bodies such as "knife" means for the preparation and distribution of feed. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energy of agro-industrial complex. Kyiv. 262. 287-296.

23. Novytskyi A. V., Novytskyi Yu. A. (2017). Technical assessment of consumer qualities of agricultural

machinery. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: machinery and energy of agro-industrial complex. Kyiv. 264. 293-303.

24. Novytskyi A. V., Ruzhylo Z. V. (2019). Ensuring the reliability of agricultural machinery in the system of innovation processes. Machinery & energetics. Journal of Production Research. Kyiv. Ukraine. 10(2). 89-96.

25. Novytskyi A. V., Ruzhylo Z. V., Kotrechko O. O. (2019). Ensuring the reliability of agricultural machinery in the system of innovation processes. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 10(3). 151-157.

26. Novytskyi A. V., Ruzhylo Z. V. (2014). Monitoring of dairy cattle breeding with machines and equipment. Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes. Kharkiv. 1. 56-63.

27. Palamarchuk I., Rogovskii I., Titova L., Omelyanov O. (2021). Experimental evaluation of energy parameters of volumetric vibroseparation of bulk feed from grain. Engineering for Rural Development. 20. 1761-1767. doi: 10.22616/ERDev.2021.20.TF386.

28. Ozornyn S. P., Berdnykov Y. E. (2017). Ranking of factors of operating conditions that have a negative impact on changes in the technical condition of transport and technological machines. Bulletin of IrSTU. 21(3(122)). 145-154.

29. Shatskyi V. V. (2016). The concept and methodology of improving the biotechnical system of animal husbandry. Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture. Petra Vasilenko. Kharkiv. 111-118.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ФАКТОРОВ НА ТЕХНИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ

А. В. Новицкий, А. А. Банный, А. Н. Быстрый

Аннотация. Одним из основных направлений повышения эффективности эксплуатации сельскохозяйственной техники является изучение технической готовности при планировании основных этапов, объектов и объемов работ по техническому обслуживанию и ремонту. Существующие системы технического обслуживания и ремонта техники не учитывают в полной мере условия эксплуатации, характеризующиеся определенной групповой факторов. Остаются актуальными проблемы индивидуального подхода к оценке технического состояния и оперативной корректировки режимов технического обслуживания и ремонта машин в условиях их эксплуатации.

Целью представленной статьи являются исследование влияния эксплуатационных факторов на техническое состояние сельскохозяйственной техники в процессе ее использования. Для примера, в качестве объекта исследований взяты средства для приготовления и раздачи кормов (СПРК), используемые в животноводстве. В работе применяется метод априорного ранжирования и методика оценки не случайности согласия экспертов. Представлена классификация условий эксплуатации,

которая учитывает их влияния на изменение технического состояния СПРК. Из совокупности представленных условий определены факторы, влияющие на эксплуатацию СПРК.

По результатам экспертного опроса собраны данные для предварительного ранжирования факторов. По каждому фактору определена сумма рангов всех экспертов. Обнаружены четыре фактора, имеющие преобладающее влияние на техническое состояние СПРК: надежность конструкции средства; профессионально важные качества персонала; организационно-технологические факторы; интенсивность эксплуатации и нагрузка на рабочее оборудование. С помощью коэффициента конкордации оценена степень согласования мнений экспертов. Результаты, которые получены априорным ранжированием могут быть признанными удовлетворительными и адекватными. Проверка гипотезы о неслучайности согласия экспертов согласно критерия Пирсона свидетельствует о значимости коэффициента конкордации, существенное сходство и неслучайность. Результаты исследований влияния эксплуатационных факторов на техническое состояние СПРК получили практическое подтверждение и использования в условиях производства.

Ключевые слова: машина, техническое состояние, экспертный опрос, априорное ранжирование, условия эксплуатации, факторы, ранг.

design; professionally important qualities of the personnel; organizational and technological factors; intensity of operation and loads on the working equipment. Using the concordance coefficient the degree of agreement of the experts' opinions was estimated. The results obtained by a priori ranking can be considered satisfactory and adequate. Testing the hypothesis of non-randomness of the agreement of experts according to Pearson test indicates the significance of the coefficient of concordance, significant similarity and non-randomness. The results of the study of the influence of operating factors on the technical condition of the MPDF have received practical confirmation and use in production conditions.

Key words: machine, technical condition, expert survey, a priori ranking, operating conditions, factors, rank.

А. В. Новицкий ORCID 0000-0001-7789-8531.

О. О. Банний ORCID 0000-0003-0505-166X.

О. М. Бистрий ORCID 0000-0002-7873-7008.

STUDY OF INFLUENCE OF OPERATING FACTORS ON TECHNICAL CONDITION OF AGRICULTURAL MACHINERY

A. V. Novytskyi, O. O. Bannyi, O. M. Bustruy

Abstract. One of the main directions of increasing the efficiency of agricultural machinery operation is the study of technical readiness when planning the main stages, objects and scope of maintenance and repair works. Existing systems of maintenance and repair of machinery do not fully take into account operating conditions, characterized by a certain group of factors. The problems of individual approach to the estimation of the technical state and prompt correction of the maintenance and repair modes of machines under service conditions remain actual.

The purpose of the presented article is to study the influence of operating factors on the technical condition of agricultural machinery in the process of its use. For example, as an object of research, the means for preparation and distribution of fodders used in cattle breeding are taken. The method of a priori ranking and the method of evaluation of non-accidental agreement of experts are applied in the work. The classification of operating conditions, taking into account their influence on the change in the technical condition of MPDF is presented. From the totality of the presented conditions the factors influencing the operation of MPDF have been determined.

Based on the results of the expert survey, the data for preliminary ranking of the factors were collected. The sum of ranks of all experts was determined for each factor. Four factors were found to have a predominant influence on the technical condition of the MPDF: reliability of the vehicle

УДК 631.1

ОБҐРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ КОМПЛЕКСІВ МАШИН ЗА ПОКАЗНИКАМИ ТЕХНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНОЇ, ЕКОНОМІЧНОЇ ТА ЕКОЛОГІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

В. О. Борисенко

Український науково-дослідний інститут продуктивності агропромислового комплексу, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: borisenko@ukr.net.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.
Бібл. 27, рис. 0, табл. 2.

Анотація. У статті викладено результати досліджень по обґрунтуванню вибору оптимальних комплексів машин за показниками техніко-технологічної, економічної та екологічної ефективності. Оптимізація комплексів машин у рослинництві проводиться для кожної технологічної операції за експлуатаційними показниками машин відповідно до технічних характеристик машин з урахуванням природних та технологічних умов виконання робіт. У статті розглянуто обґрунтування вибору посівного агрегату на базі імітаційного моделювання роботи агрегату на протязі робочої зміни. В результаті моделювання отримано значення техніко-експлуатаційних показників сівалок: продуктивності та витрат палива, на основі яких визначають показники економічної та екологічної ефективності.

Ключові слова: витрати палива, ефективність техніко-технологічна, економічна, екологічна, імітаційне моделювання, оптимізація комплексів машин, продуктивність техніко-технологічна.

Постановка проблеми

Стабільний розвиток аграрного сектору залежить від ефективного використання природо-ресурсного потенціалу сільськогосподарських підприємств [1-3]. Разом з тим, нинішній екологічний стан України характеризується «переспоживанням» природних ресурсів [1, 4, 5]. Сільськогосподарське виробництво впливає на стан компонентів навколишнього природного середовища – воду та атмосферне повітря [6-9].

Використання сільськогосподарської техніки в польових роботах, а також при транспортуванні продукції та сировини спричиняє викиди забруднюючих речовин в атмосферу, а отже впливає і на стан повітря [10-12]. Отже, виникає необхідність вироблення механізмів щодо обґрунтування вибору оптимальних комплексів машин за показниками техніко-технологічної, економічної та екологічної ефективності [13], та з метою вдосконалення

агроекологічних умов функціонування сільського господарства [14-16].

Аналіз останніх досліджень

Обґрунтування технології організаційного моделювання управління підприємством, що базується на екологічних факторах та інструментарій оцінювання розвитку підприємств на еколого-економічних засадах запропоновано проф. Швиданенко Г. О. та Криворучкіної О. В. Ними доведено, що зростання продуктивності ресурсів є пріоритетним фактором екологізації виробництва [2, 17-20].

У роботах М. К. Діденка, В. Д. Гречкосія, І. І. Мельника, С. М. Бондаря [3] розроблена математична модель дає змогу визначати раціональні структури посівних площ як основу для обґрунтування раціонального складу машинних агрегатів та комплексів машин у системі сівозмін господарства [21-23].

В наукових працях В. І. Пастухова запропоновано шляхи вирішення проблеми підвищення ефективності використання машин у складі комплексів при виробництві продукції рослинництва. Розроблена система критеріїв оцінки комплексів машин, які охоплюють витрати ресурсів під час виконання технологічного процесу, реалізацію біологічного потенціалу рослин та показники впливу функціонування сільськогосподарської техніки на довкілля [4, 24-27].

Мета досліджень

Метою дослідження є обґрунтування вибору оптимального комплексу машин за показниками техніко-технологічної, економічної та екологічної ефективності. Для досягнення поставленої мети необхідно: 1) розробити методичні підходи визначення техніко-технологічної ефективності сільськогосподарського агрегату з використанням імітаційного моделювання; 2) визначити показники

техніко-технологічної та економічної ефективності на прикладі посівного агрегату; 3) провести аналіз отриманих результатів та обґрунтувати вибір оптимального машинного агрегату для експлуатації в заданих умовах роботи.

Результати досліджень

В сучасних ринкових умовах перед сільгоспвиробниками з різнотипними посівними площами та пропозиції на ринку широкої номенклатури техніки актуальною є проблема оптимізації комплексів машин, їх оцінки при виборі та застосуванні у виробництві.

Обґрунтування вибору оптимальних комплексів машин за показниками техніко-технологічної, економічної та екологічної ефективності по-перше, передбачає для кожної технологічної операції проведення розрахунків по визначенню експлуатаційних показників машин відповідно до технічних характеристик машин з урахуванням природних та технологічних умов виконання робіт, на базі яких можливо визначити необхідні показники ефективності.

Важливим агротехнічним прийомом є сівба, від якого залежать ефективність наступних агроприймів. Для оцінки техніко-технологічної, економічної та екологічної ефективності посівних агрегатів, насамперед, необхідно визначити технологічні параметри виконання даної технологічної операції. Швидкість руху посівних агрегатів звичайно не перевищує 9 км/год. Більш потужний енергозасіб з більшою кількістю сівалок в агрегаті використовуються на полях з більшою площею та довжиною гону більшою за 600 м [5]. Ширина поворотної смуги для агрегату з однією сівалкою повинна бути рівною чотирьом робочим захватам, а при використанні декількох сівалок – трьом [6]. Сівалки по можливості заправляють посівним матеріалом за межами поля, з виключенням можливості простоїв агрегатів.

Основними техніко-експлуатаційними показниками сільськогосподарських агрегатів є продуктивність (норма продуктивності за одиницю часу) і витрати палива на одиницю виконаної роботи (гектар).

Продуктивність польового агрегату за годину основної роботи, визначається швидкістю його переміщення при виконанні технологічної операції і ширини захвату робочих органів машин.

Витрати пального агрегатом за зміну, кг/год, розраховують за формулами [8]:

$$Q = Q_{op} \times T_{op} + Q_n \times T_n + Q_{пер} \times T_{пер} + Q_x \times T_x \quad (1)$$

$$T_x = T_z + T_{oe} + T_{нзр} + T_{нр} + T_{ун} + T_{в} + T_{нр} + T_{ом} \quad (2)$$

де Q_{op} , Q_n , $Q_{пер}$, Q_x - годинні витрати пального при основній роботі, поворотах, переїздах, холостій роботі двигуна, кг/год, відповідно; T_{op} - час виконання основної роботи; T_n - час на виконання поворотів; $T_{пер}$ - тривалість переїздів, містить елементи часу на: переїзд до місця завантаження та в зворотному

напрямку; проїзд гону вхолосту; інші допоміжні операції; переїзди до місця роботи, T_x - час холостой роботи двигуна; T_z - час на завантаження робочого матеріалу; $T_{оє}$ - час на щозмінне технічне обслуговування енергозасобу, що включає також заправку паливом; $T_{нзр}$ - час на підготовку та закінчення робіт: переведення в робоче і транспортне положення, агрегування сільськогосподарської машини з енергозасобом, одержання наряду і здавання роботи; $T_{нр}$ - час на проведення наладки та регулювання; $T_{ун}$ - час на усунення технологічних несправностей; $T_{в}$ - час на відпочинок (норматив в залежності від тяжкості робіт); $T_{нр}$ - час на холості переїзди: переїзди на початку та наприкінці зміни, з ділянки на ділянку, на початкову позицію для виконання технологічного процесу; $T_{ом}$ - час на щозмінне технічне обслуговування с.-г. машини.

Найбільш точно годинні витрати палива визначаються за регуляторною характеристикою, відповідно до використаної ефективної потужності двигуна на виконання елементів технологічної операції. Аналізуючи графічні залежності годинних витрат палива двигуна від його ефективної потужності, годинні витрати палива в аналітичних розрахунках для досягнення найбільшої точності, прийнятно знаходити за залежністю [9]:

$$G_{ТД} = a \times N_e + b, \text{ кг/год} \quad (3)$$

де N_e - ефективна потужність двигуна на елементарній ділянці роботи агрегату, кВт; a , b - коефіцієнти рівняння регресії залежності годинних витрат палива від ефективної потужності.

Коефіцієнти a і b визначаємо з регуляторної характеристики двигуна енергозасобу. Для цього з регуляторної характеристики беремо значення годинних витрат палива $G_{Тном}$ для номінальної потужності N_{enom} та значення годинних витрат палива $G_{Тном}$ для будь-якої точки ефективної потужності N_e з початку залежності. Використовуючи ці значення, коефіцієнти a і b розраховуємо зі співвідношень [9]:

$$a = \frac{G_{Тном} - G_T}{N_{enom} - N_e} \quad (4)$$

$$b = \frac{G_{Тном} + G_T - a \times (N_{enom} + N_e)}{2} \quad (5)$$

Значенню коефіцієнта b відповідають годинні витрати палива двигуном при його холостій роботі. Оскільки це значення відповідає номінальній частоті обертання колінчастого вала двигуна, то для розрахунку витрат пального за час робочої зміни, коли агрегат не рухається, зменшуємо його в 2 рази, згідно з формулою витрат палива на холостому ходу двигуна при мінімальній частоті обертання колінчастого вала, кг/год [7]:

$$G_{м.х} = (0,12 \dots 0,15) G_{н.ном} \quad (6)$$

При відсутності регуляторної характеристики двигуна значення $G_{Тном}$, G_T визначаємо за формулами

витрат палива на холостому ході двигуна при максимальній частоті обертання колінчастого вала, кг/год [7]:

$$G_{х.х} = (0,27 \dots 0,30) G_{н.ном} \quad (7)$$

Якщо відсутні швидкісні характеристики двигунів, то максимальну (номінальну) годинну витрату палива можна визначити за формулою, кг/год [7]:

$$G_{н.ном} = g_{енорм} \times N_{енорм} / 1000 \quad (8)$$

де $g_{енорм}$ – питома ефективна витрата палива при номінальному режимі, г/кВт·год.; $N_{енорм}$ – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт.

При визначенні витрат палива розраховується ефективна потужність двигуна з урахуванням маси посівного матеріалу і добрив, питомого опору сіялки, за формулою [7]:

$$N_e = \left[\frac{M_{емм} \times g \times (f_k \pm \sin \alpha) \times 10^{-3}}{\eta_{тр} \times \eta_{\delta}} + k_v \times b \right] \times \frac{V_p}{3,6} \quad (9)$$

$$M_{емм} = M_{тр} + M_c + M_{пм} + M_{\delta} \quad (10)$$

де $M_{тр}$, M_c , $M_{пм}$, M_{δ} , $M_{емм}$ – маса відповідно трактора, сіялки, посівного матеріалу, добрив, та маса разом трактора, сіялки, посівного матеріалу і добрив кг; k_v – питомий опір сіялки при виконанні робочого процесу, кН/м; b – робоча ширина захвату сіялки, м, f_k – коефіцієнт опору перекочування коліс агрегату; α – кут схилу, град.; V_p – робоча швидкість агрегату, км/год; $\eta_{тр}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора; η_{δ} – коефіцієнт буксування коліс; g – прискорення вільного падіння м/с².

Ступінь використання номінальної потужності двигуна (коефіцієнт завантаження) не повинен перевищувати 0,93 [7].

Питомий опір сіялки залежно від швидкості руху МТА визначають за залежністю [10]:

$$k_v = k_0 \times (1 + \Delta_n \times (V_p - V_0)) \quad (11)$$

де k_0 – питомий опір робочого знаряддя сіялки при швидкості руху 5 км/год; Δ_n – темп приросту питомого опору сіялки при збільшенні робочої швидкості; V_0 – швидкість, при якій визначено питомий опір машини у виробничих умовах, 5 км/год.

Питомий опір сіялки визначають залежно від швидкості руху МТА, питомого опору робочого знаряддя сіялки при швидкості руху 5 км/год та темпу приросту питомого опору сіялки при збільшенні робочої швидкості.

Величина буксування розраховується з урахуванням зміни маси робочого матеріалу в процесі виконання технологічної операції.

Величину буксування визначаємо за рівнянням [11]:

$$\eta_{\delta} = 2,75 + 12,5 \times \rho_m + 100(\rho_m - 0,10)^6 \quad (12)$$

де ρ_m – показник відносної сили тяги, розраховується за формулою [11]:

$$\rho_m = \frac{R_{агр}}{F_{макс}} \quad (13)$$

де $R_{агр}$ – сила опору руху агрегату, кН; $F_{макс}$ – максимальна сила зчеплення ведучого апарату з ґрунтом, кН.

Силу опору руху агрегату ($R_{агр}$) та максимальну силу зчеплення ведучого апарату з ґрунтом ($F_{макс}$) розраховують за формулами [11]:

$$R_{агр} = k_v \times b + M_{емм} \times g \times f_k \quad (14)$$

$$F_{макс} = M_{емм} \times \varphi_{тр} + M_{пм} \times \varphi_{пм} \times g \times \mu \quad (15)$$

де $\varphi_{тр}$, $\varphi_{пм}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл маси енергозасобу та машини на ведучий апарат, для напівпрічипної машини $\varphi_{пм} = 0,3$, енергозасобу – $\varphi_{тр} = 0,65$ [10]; $M_{пм}$ – маса сіялки, посівного матеріалу і добрив разом, кг.

Робочий опір агрегату, створюваний при виконанні робочого процесу, змінюється, що в свою чергу зумовлює зміну величини буксування рушіїв. Тому коефіцієнт буксування коліс слід визначати для кожного випадку розрахунку потужності. Значення коефіцієнтів опору перекочування коліс агрегату та зчеплення ведучого апарату з ґрунтом приймаються відповідно до агрофону ґрунту, на якому працює агрегат.

Коефіцієнт корисної дії механічної трансмісії трактора $\eta_{тр}$ розраховується для кожної ділянки роботи агрегату по залежності [8]:

$$\eta_{тр} = 0,978 - \frac{0,0324 \times N_{енорм}}{N_e} \quad (16)$$

Наведене рівняння регресії отримане з використанням методів моделювання регресійного аналізу за значеннями графічної залежності $\eta_{тр}$ від коефіцієнта використання потужності двигуна, побудованого по результатам виробничих випробувань [8].

При виконанні розрахунків приймаємо початкові значення $\eta_{тр}$ відповідно до режиму роботи наступні: при виконанні робочого процесу – 0,94; транспортуванні робочого матеріалу – 0,9; переїздах – 0,85.

Час на виконання основної роботи агрегатом по довжині гону поля розраховується за формулою [12]:

$$T_{\delta} = 0,06 \times \frac{L_{\delta}}{V_p} \quad (17)$$

де L_{δ} – довжина гону поля, м; V_p – робоча швидкість агрегату, км/год.

Витрати пального під час роботи агрегату на елементарній ділянці, або будь-якого проміжку часу роботи двигуна під час робочої зміни визначатимемо, використовуючи величину годинних витрат палива:

Час на виконання повороту посівним агрегатом, який складається з криволінійної і прямолінійної ділянок, розраховується за формулою (хв) [12]:

$$T_{пов} = 0,03 \times \left[\frac{6 \times R_{пов}}{V_{пов.кр}} + \frac{2 \times l_{визд}}{V_{пов.пр}} \right] \quad (18)$$

де $R_{пов}$ – радіус повороту МТА, звичайно приймається радіус повороту за технічною характеристикою, який дорівнює конструктивному радіусу повороту трактора; $l_{виїзд}$ – довжина виїзду агрегату з обробленої ділянки поля, м; $V_{пов.пр}$ – швидкість агрегату на прямолінійній ділянці повороту, км/год (звичайно приймається 6 км/год; $V_{пов.кр}$ – швидкість агрегату на криволінійній ділянці повороту, км/год, розраховується за залежністю від радіуса повороту МТА і ширини колії трактора [8].

В оперативний час зміни може входити більше одного робочого циклу $T_{рцзм}$ зі складовими [12]:

$$T_{рцзм} = T_{ор} + T_{пов} + T_{зн} + T_{зд} \quad (19)$$

де $T_{ор}$ – час основної роботи; $T_{пов}$ – час на повороти; $T_{зн}$ – час на завантаження насіння; $T_{зд}$ – час на завантаження добрив.

Необхідна кількість насіння і добрив, що завантажують у сівалку, залежить від часу основної роботи МТА і тривалості робочого циклу.

Кількість робочих циклів за зміну розраховують за формулою [12]:

$$N_{рцзм} = \frac{T_{зм} - T_{неоп}}{T_{рцзм}} \quad (20)$$

де $T_{зм}$ – час робочої зміни; $T_{неоп}$ – неоперативний час зміни.

Розрахунок показників ефективності сільськогосподарської техніки проводиться на основі порівняльної оцінки різних конструкцій машин, які здійснюють однотипні операції, мають подібну схему агрегування з енергетичним засобом і не суттєво відрізняються за продуктивністю, енерговитратами та іншими техніко-економічними показниками.

Розглянемо визначення техніко-технологічної, економічної та екологічної ефективності виконання технологічної операції сівби пшениці з внесенням міндобрив з використанням імітаційного моделювання роботи сівалки зернотукової СЗ-5,4 вітчизняного виробництва при агрегуванні її з трактором МТЗ-892 та механічної зернової сівалки виробництва США “John Deere 455” при агрегуванні її з трактором “ХТЗ-17221-21”.

Таблиця 1. Технічні чинники. Сівалки зернові.

Table 1. Technical factors. Seeders are grain.

Марка	СЗ-5,4	John Deere 455
Маса, кг	2190	3200
Ширина захвату, м	5,4	10,7
Місткість бункера, кг: для насіння	680	2000
Місткість бункера, кг: для добрив	318	1500
Коефіцієнт готовності (надійності)	0,89	0,97

Умови виробництва задано наступні: довжина заїмки – 1200 м, норма внесення насіння – 150 кг/га, норма внесення добрив – 100 кг/га, тривалість зміни 7 год., завантаження насінням і добривами виконують

з одного боку поля. За агротехнічними вимогами приймається робоча швидкість 9 км/год.

Відповідно до розрахунків опору переміщення агрегатів в імітаційних моделях робоча швидкість обмежується потужністю двигунів енергосасобів і для обох агрегатів, як з сівалкою СЗ-5,4 так і з сівалкою “John Deere 455” становить 8,5 км/год. Технічні параметри порівнюваних сівалок, які використано при імітаційному моделюванні виконання ними технологічного процесу, зведено в табл. 1.

Прийнято такі нормативи витрат часу зміни, що не входить в оперативний час: щозмінне технічне обслуговування енергосасобу 20 хв, технічне обслуговування сільськогосподарської машини 18 хв, підготовчо-заклучні роботи 10 хв, проведення налагоджень та регулювання 20 хв, усунення технологічних несправностей 10 хв, відпочинок 40 хв.

Виконано розрахунки завантаження двигуна енергосасобів під час руху по полю для кожних 100 м переміщень. Відповідно до алгоритму перед кожним завантаженням сівалки вираховувалось кількість робочих проходів до закінчення часу зміни та кількість насіння і добрив для їх обробки [13].

У результаті отримано такі експлуатаційні показники виконання сівби при заданих умовах для сівалок СЗ-5,4 і John Deere 455, відповідно: продуктивність змінна – 19,6 га і 35,2 га, витрати палива – 3,9 та 5 л/га. Техніко-технологічна ефективність за показником продуктивності сівалки John Deere 455 значно вища ніж у сівалки СЗ-5,4 завдяки значно більшим значенням основних технічних характеристик: робоча ширина захвату, місткість бункера для зерна та добрив, коефіцієнт надійності сівалки.

Результати розрахунку складових експлуатаційних витрат для досліджуваних посівних агрегатів приведено в табл. 2 [14].

Таблиця 2. Витрати на експлуатацію техніки для сівби, грн/га.

Table 2. Costs for operation of equipment for sowing, UAH / ha.

Марка сівалки і трактора	Амортизація	Пальне і мастила	Ремонт і ТО	Опл. праці	Витрат всього	Інвес. вкладенн
СЗ-5,4 + МТЗ-892	150,2	125,6	78,9	12,1	369,8	986,6
John Deere 455 + ХТЗ-17221	350,5	161,1	105,3	6,8	623,7	2000,4

За результатами імітаційного моделювання роботи посівних агрегатів по виконанню технологічної операції сівби пшениці з внесенням міндобрив виявлено, що експлуатаційна продуктивність агрегату на базі сівалки “John Deere 455” більш ніж вдвічі вище, ніж при використанні сівалки СЗ-5,4. Проте, щодо економічної ефективності, навпаки – кращі показники має менш продуктивний агрегат. Ступінь зниження сукупних витрат під час експлуатації сівалки СЗ-5,4

порівняно з сівалкою “John Deere 455” – більше 40 %. Більше половини експлуатаційних витрат при використанні сівалки “John Deere 455” – це витрати на амортизацію сівалки через її високу вартість та низьке річне завантаження. Більше третини суми прямих експлуатаційних витрат на виконання сівби сівалкою СЗ-5,4 становлять витрати на паливно-мастильні матеріали (більше ніж 26,5% – для сівалки “John Deere 455”).

Зменшення витрат пального на одиницю роботи являється показником вищої екологічної ефективності використання сівалки СЗ-5,4, оскільки разом з витратами палива зменшуються викиди забруднюючих речовин в атмосферу.

Отже, за результатами моделювання роботи посівних агрегатів та відповідних розрахунків ефективності їх використання, виявлено, що техніко-технологічна ефективність агрегату на базі сівалки СЗ-5,4 і трактора МТЗ-892 нижча ніж при експлуатації сівалки “John Deere 455” і трактора “ХТЗ-17221-21”, при цьому більш високі показники економічної та екологічної ефективності – агрегату на базі сівалки СЗ-5,4 і трактора МТЗ-892, що можна вважати визначальним фактором обґрунтування вибору оптимального комплексу машин.

Висновки

1. Оптимізацію комплексів машин у рослинництві з урахуванням організаційно-технологічних та природно-виробничих умов обґрунтовують за показниками техніко-технологічної, економічної та екологічної ефективності на базі імітаційного моделювання роботи агрегатів.

2. Результатом моделювання роботи сільськогосподарських машинних агрегатів є техніко-технологічні показники ефективності машин відповідно до технічних характеристик машин та природних і технологічних умов виконання робіт.

3. Експлуатаційні показники машин для заданих умов виконання технологічної операції є визначальними при оцінці економічної ефективності техніки та витрат палива на одиницю обробленої площі, які являються важливим показником екологічної ефективності виробництва.

Список літератури

1. Проект Державної цільової програми розвитку аграрного сектору економіки на період до 2022 р. URL: <https://minagro.gov.ua/ua/gromadyanam/konsultaciyi-z-gromadskistyuu/inshe-obgovorennya/proektderzhavnoyi-cilovoyi-programi-rozvitku-agrarnogo-sektoru-ekonomiki-naperiod-do-2022-roku>.

2. Швиданенко Г. О., Криворучкіна О. В., Матукова Д. Г. Розвиток підприємства на еколого-економічних засадах: монографія. Київ. КНЕУ. 2017. 184 с.

3. Бондар С. М., Мельник І. І., Гречкосій В. Д. Проектування технологічних процесів у рослинництві:

навчальний посібник. Ніжин: АСПЕКТ Поліграф. 2005. 192 с.

4. Пастухов В. І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2006. 38 с.

5. Типові норми продуктивності і витрат палива на сівбі, садінні та догляді за посівами. Київ. НДІ “Укргропромпродуктивність”, 2005. 544 с.

6. Операционная технология возделывания зерновых культур. Справочник. Київ. Урожай, 1990.– 312 с.

7. Rogovskii I. L. Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 1. P. 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.

8. Методологія формування нормативних систем живої та уречевленої праці в рослинництві. Київ. НДІ «Укргропромпродуктивність», 2009. 244 с.

9. Босий М. А., Борисенко В. О. Моделювання витрат палива дизельним двигуном залежно від його завантаження. Продуктивність агропромислового виробництва. 2008. №10. С. 74-78.

10. Rogovskii I., Titova L., Ohienko M., Snezhko O., Nadtochiy O., Raiss F., Berezova L. Methodology of engineering management of agrotechnics of grain production by agricultural enterprises. Monograph. Opole. The Academy of Management and Administration in Opole. 2021. ISBN 978-83-66567-37-5. 214 p.

11. Економічний довідник аграрника. Київ. Преса України. 2003. 800 с.

12. ДСТУ 8424:2015. Сільськогосподарська техніка. Машини спеціалізовані й універсальні та машинні комплекси. Методи експлуатаційно-технологічного оцінювання на етапі випробувань. Київ. Держспоживстандарт України. 2015. 14 с.

13. Босий М. А., Борисенко В. О. Застосування методу імітаційного моделювання для визначення техніко-експлуатаційних показників посівних агрегатів. Продуктивність агропромислового виробництва. 2009. №14. С. 18-23.

14. ДСТУ 4397-2005. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування. Київ. Держспоживстандарт України. 2005. 16 с.

15. Rogovskii I. L. Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 3. P. 181-187.

16. Rogovskii I. L. Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 4. P. 145-150.

17. Роговський І. Л. Алгоритмічність визначення періодичності відновлення працездатності сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх ресурсу. Machinery & Energetics. Journal of Rural

Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 1. P. 155-162.

18. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Engineering for Rural Development. 2019. Vol. 18. P. 291-298.

19. Kalinichenko D., Rogovskii I. Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. MOTROL. An International Quarterly Journal on Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin. 2017. Vol. 19. No 3. P. 179-184.

20. Kalinichenko D., Rogovskii I. Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. 2017. Lublin–Rzeszów. Vol. 17. No 3. P. 93-102.

21. Kalinichenko D., Rogovskii I. Method for determining time of next maintenance of combine harvesters. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. 2018. Lublin–Rzeszów. Vol. 18. No 1. P. 105-115.

22. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Аналіз систем і стратегій технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів та їх складових частин. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 380–390.

23. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Штучні когнітивні системи в процесах технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 353–361.

24. Rogovskii I. L. Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 399-407.

25. Роговський І. Л. Методологічність виконання технологічних операцій відновлення працездатності сільськогосподарських машин при обмежених ресурсах. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 314-322.

26. Rogovskii Ivan. Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Lublin. 2016. Vol. 18. No 3. P. 155-164.

27. Роговський І. Л. Модель стохастичного процесу відновлення працездатності сільськогосподарської машини в безінерційних системах із запізненням. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 3. P. 143-150.

References

1. Draft State Target Program for the Development of the Agrarian Sector of the Economy until 2022. URL: <https://minagro.gov.ua/ua/gromadyanam/konsultaciyi-z-gromadskisty/inshe-obgovorennya/proektderzhavnoyicilovoyi-programi-rozvitku-agrarnogo-sektoru-ekonomiki-naperiod-do-2022-roku>.

2. Shvydanenko G., Krivoruchkina O., Matukova D. (2017). Development of the enterprise on ecological and economic bases: [Electronic resource]: monograph. KNEU. 184.

3. Bondar S., Melnyk I., Grechkosiy V. (2005) Design of technological processes in crop production: a textbook. Nizhyn: ASPECT Polygraph. 192.

4. Pastukhov V. (2006). Substantiation of optimal complexes of machines for mechanization of field works: author's ref. dis. Dr. Tech. Sciences: Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko. 38.

5. Vitvitsky V., Demchik I., Pivovar V. (2005). Typical norms of productivity and fuel consumption for sowing, planting and care of crops. Research Institute "Ukragropromproduktivnist". 544.

6. Saiko V., Sokorenko N., Dymkovich D. (1990). Operational technology of grain cultivation. Urozhay. 312.

7. Rogovskii I. L. (2021). Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 12(1). 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.

8. Vitvitsky V., Bosiy M., Kislyachenko M. (2009). Methodology of formation of normative systems of living and tangible work in crop production. Research Institute "Ukragropromproduktivnist". 244.

9. Bosiy M., Borisenko V. (2008). Modeling of fuel consumption by a diesel engine depending on its loading. Productivity of agroindustrial production. 10. 74-78.

10. Rogovskii I., Titova L., Ohiienko M., Snezhko O., Nadtochiy O., Raiss F., Berezova L. (2021). Methodology of engineering management of agrotechnics of grain production by agricultural enterprises. Monograph. Opole. The Academy of Management and Administration in Opole. ISBN 978-83-66567-37-5. 214.

11. Luzan Y., Sabluk P. (2003). Economic Handbook of Agriculture. Press of Ukraine. 2003. 800.

12. DSTU 8424: 2015. Agricultural machinery. Machines are specialized and universal and machine complexes. Methods of operational and technological assessment at the testing stage. Derzhspozhyvstandart Ukrainy. 14.

13. Bosiy M., Borisenko V. (2009). Application of the method of simulation modeling to determine the technical and operational indicators of sowing units. Productivity of agro-industrial production. 14. 18-23.

14. DSTU 4397-2005. Agricultural machinery. Methods of economic evaluation of equipment at the testing stage. Derzhspozhyvstandart Ukrainy. 16.

15. Rogovskii I. L. (2019). Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 10(3). 181-187.

16. Rogovskii I. L. (2019). Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 10(4). 145-150.

17. Rogovskii I. L. (2020). Algorithmically determine the frequency of recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 11(1). 155-162.

18. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 18. 291-298.

19. Kalinichenko D., Rogovskii I. (2014). Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. *MOTROL. An International Quarterly Journal on Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin. 19(3). 179-184.

20. Kalinichenko D., Rogovskii I. (2017). Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. Lublin-Rzeszów. 17(3). 93-102.

21. Kalinichenko D., Rogovskii I. (2018). Method for determining time of next maintenance of combine harvesters. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. 18(1). 105-115.

22. Kalinichenko D. Yu., Rogovskii, I. L. (2017). Systems analysis and strategies for technical maintenance of combine harvesters and their parts. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. 258. 380-390.

23. Kalinichenko D. Yu., Rogovskii, I. L. (2017). Artificial cognitive systems in the processes of technical maintenance of combine harvesters. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. 262. 353-361.

24. Rogovskii I. L. (2017). Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. 258. 399-407.

25. Rogovskii I. L. (2015). Metodological performance of technological operations of restoration of working capacity of agricultural machines at limited resources. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. 212(1). 314-322.

26. Rogovskii Ivan. (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. *MOTROL. Lublin*. 18(3). 155-164.

27. Rogovskii I. L. (2020). Model of stochastic process of restoration of working capacity of agricultural machine in inertial systems with delay. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 11(3). 143-150.

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНЫХ КОМПЛЕКСОВ МАШИН ПО ПОКАЗАТЕЛЯМ ТЕХНИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ, ЭКОНОМИЧЕСКОЙ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

В. О. Борисенко

Аннотация. В статье изложены результаты исследований по обоснованию выбора оптимальных комплексов машин по показателям технико-технологической, экономической и экологической эффективности. Оптимизация комплексов машин в растениеводстве проводится для каждой технологической операции по эксплуатационным показателям машин соответствии с техническими характеристиками машин с учетом природных и технологических условий производства работ. В статье рассмотрены обоснования выбора посевного агрегата на базе имитационного моделирования работы агрегата в течение рабочей смены. В результате моделирования получено значение технико-эксплуатационных показателей сеялок: производительности и расхода топлива, на основе которых определяют показатели экономической и экологической эффективности.

Ключевые слова: расход топлива, эффективность технико-технологическая, экономическая, экологическая, имитационное моделирование, оптимизация комплексов машин, производительность технико-технологическая.

SUBSTANTIATION OF CHOICE OF OPTIMAL MACHINE COMPLEXES ACCORDING TO INDICATORS OF TECHNICAL-TECHNOLOGICAL, ECONOMIC AND ECOLOGICAL EFFICIENCY

V. O. Borisenko

Abstract. The article presents the results of research to substantiate the choice of optimal machine complexes in terms of technical and technological, economic and environmental efficiency. Optimization of machine complexes in crop production is carried out for each technological operation according to the operational indicators of machines in accordance with the technical characteristics of machines, taking into account the natural and technological conditions of work. In the article the substantiation of the choice of the sowing unit on the basis of simulation modeling of work of the unit during working shift is considered. As a result of modeling the value of technical and operational indicators of seeders is received: productivity and fuel consumption on the basis of which indicators of economic and ecological efficiency are defined.

Key words: fuel consumption, technical and technological efficiency, economic, ecological, simulation modeling, optimization of machine complexes, technical and technological productivity.

В. О. Борисенко ORCID 0000-0002-8742-146X.

UDC 656. 388.12

MODELING OF SUPPLY PROCESSES FOR PERISHABLE FOODSTUFFS

O. M. Zagurskiy

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Ukraine.

Speciality of article: 275 – transport technologies (by road).

Corresponding author: zagurskiy_oleg@ukr.net.

Article history: Received – April 2021, Accepted – August 2021, Published – 30 September 2021.

Bibl. 14, fig. 6, tabl. 3.

Abstract. Contemporary experience has proved the necessity of ensuring unity in the transport and logistics systems of food supplies.

This is particularly relevant for perishable goods, the acceleration of delivery dates directly impacts their safety and quality.

The article considers the problem of creating an effective transport process for perishable food supply chains. The analysis of influencing the efficiency of perishable food supply chains and the main principles and approaches to improve the transport support of perishable food products have been substantiated.

The constructed theoretical model of a technological transportation system for perishable food goods considers compatibility (adaptability) of transport machines with agricultural machinery; technological parameters of technical systems; adaptability of technical systems to environmental conditions and technological properties of perishable food cargoes; transport and technological cycles parameters.

Key words: efficiency, supply chain, delivery time, temperature control, perishable food goods.

Introduction

The transportation of perishable food products occupies a specific position in the list of transportation services. Such cargo is characterized by limited shelf life and particular climatic conditions for storage and transportation to ensure the longest possible shelf life of the foodstuffs. Product expiry date restrictions also affect the logistics processes, so the lower the expiration date, the more often the product is manufactured and shipped.

Formulation of problem

Modern experience indicates the need for unity in the transport and logistics systems of food supplies. This is especially true for perishable goods, acceleration of delivery terms, which directly influences their safety and quality.

Analysis of recent research results

Therefore, a rational assessment of supply chain efficiency allows us to determine optimal solutions for improvement and heighten commercial advantage. This is especially true for transportation processes because it is difficult to describe the transportation system accurately only by analytical methods due to the high number of parameters and influencing factors.

Moreover, external factors, input process parameters, and system characteristics have a probabilistic origin. Contemporary scientists R. Ballou [3], L.Hee-Yong, S. Young-Joon, J. Din-woodie [6], V. Lukinskiy, V. Dragomirov pay a lot of attention to the study of certain logistics problems [8].

The situation is more complicated because referring to the transport operations related to the carriage of perishable foodstuffs, the uncertainty of the transportation process involves additional limitations related to delivery time and conditions. These aspects are the focus of R. Badia-Melis, U. Mc Carthy, L. Ruiz-Garcia, J. Garcia-Hierro, J.I. Robla Villalba [2], A. Chaudhuri, I. Dukovska-Popovska, N. Subramanian, H. Chan, R. Bai, [4], J. Dai, W. Che, J.J. Lim, Y. Shou [5], N. Ndraha, H. Hsiao, J. Vljajic, M. Yang, Victor Lin Hong-Ting [10], A. Ratul, F.Z. Megat, S. Nazmus [11], O. Zagurskiy et al. [21, 13], O. Zagurskiy, T. Zhurakovska [14].

However, concerning a substantial amount of developments, it is necessary to determine that a holistic approach to building an effective transport process in the supply chain of perishable food products needs to be expanded and upgraded.

Purpose of research

The purpose of the article is to analyze factors impacting the effectiveness of supply chains of perishable food products and build a theoretical model of a technological transportation system of perishable food cargo.

Research results

The category of perishable goods includes food products with a limited shelf life that require the necessary temperature and humidity conditions for their maintenance. Different literature uses a range of terms such as perishable food cargo, food product, or perishable product to describe them. However, we are going to use the term: perishable foods, in other words, foods that become unfit for their intended use within a short period without special measures (e.g., refrigeration). These include meat and meat products, seafood, dairy products, fruits, and vegetables.

Steven Nahmias divides all perishable foods based on their expiration dates into two groups:

- 1) products with a fixed expiration date, which have a set expiration date;
- 2) products with an arbitrary shelf life for which no expiration date is specified [9].

The limited shelf life of the first group of perishable foodstuffs is particularly challenging and requires consideration in inventory and supply management policies decisions.

Therefore, overproduction and excessive storage of these products are not advisable because they can be used only within their expiration date. It is not advisable to use

the product beyond its expiration date, and it must be disposed of.

Given this, speed and delivery conditions are often the determining factors in transportation choice methods for perishable food products. Their preservation affects not only the income of all participants in transport and logistics systems, but also human health, so transparency of perishable food products origin is a prerequisite for supply chain management of such products. Food retailers make up to 40% of their profits from selling perishable food products, but losses caused by disruptions in transportation and logistics systems sometimes reach 65% or more in this category [7]. It is possible to reduce the proportion of perishable goods losses by reducing the delivery time of products and continuing their lifecycle on the store shelf. Modern digital technologies are successfully used to control the supply lines of many types of everyday goods (clothing, electronics, home appliances, etc.), but these technologies don't allow the same effective management of transport and logistics systems for the supply of perishable foodstuffs. Thus, according to A.T. Kearney consulting firm (Fig. 1), freshness is the top factor in choosing perishable food products for 93 percent of surveyed consumers. It far outpaces the highest quality attribute, which was chosen by 58% of consumers.

Which attributes are most important in your food purchase decision?

(% of respondents)

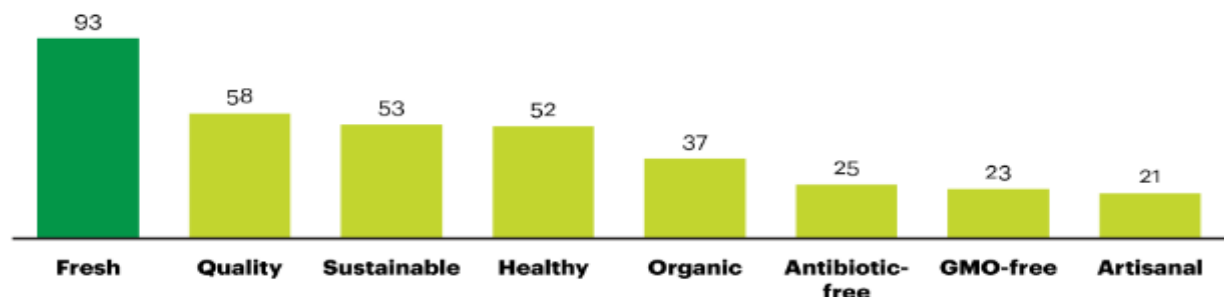


Fig. 1. Factors that influence the consumer's choice in purchasing perishable food products.

Source: A fresh look: perishable supply chains go digital. Kearney. URL: <https://www.de.kearney.com/operations-performance-transformation/article?/a/a-fresh-look-perishable-supply-chains-go-digital>

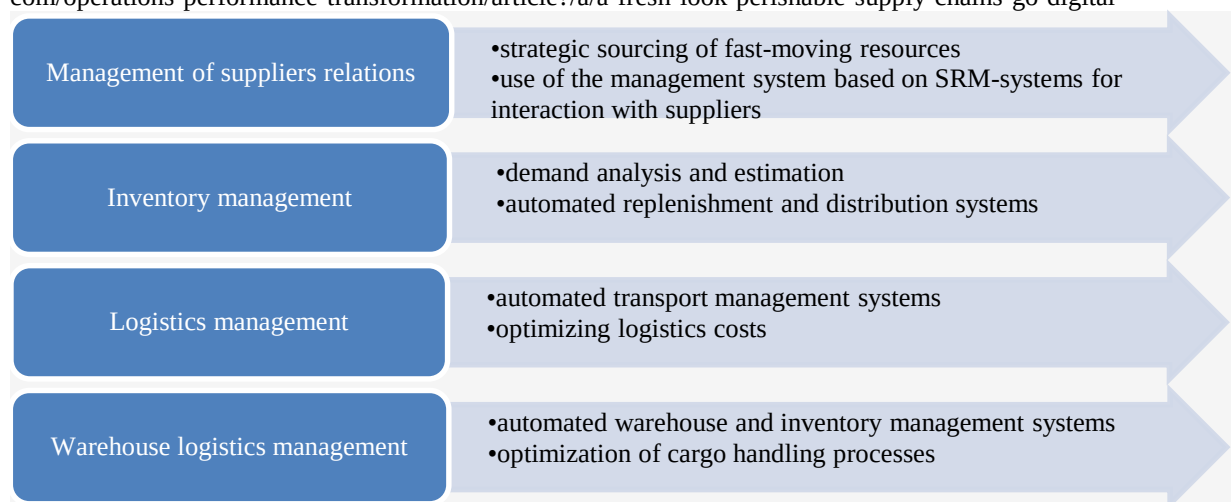


Fig. 2. Tools used for manage perishable food supply chains

Source: Hagen C. A fresh look: perishable supply chain go digital. A.T. Kearney. URL: <https://www.atkearney.com/operations-performance-transformation/article?/a/a-fresh-look-perishable-supply-chains-go-digital>

To analyze the inequalities of passengers at The availability of accurate information about the origin of goods is an equally important factor in the choice of products for buyers, increases the requirements for systems of transparency and tracking the movement of goods in the transport and logistics systems.

Hence, there is no single ready-made universal solution for managing the supply chain of perishable food products today, but this mechanism is demanded by the market and all supply chain participants, so commercial companies offer some technological tools aimed at managing the individual stages of perishable food supply (Fig. 2).

The complexity of supply chains organization of perishable food products is caused, on the one hand, by the participation of numerous links in the chain, and on the other by the peculiarities of perishable cargo, namely:

- dispersion of production locations for perishable food products;
- seasonality of cargo flows;
- complexity of coordinating loading and unloading processes on the interacting modes of transport;
- nondeterministic rolling stock arrivals at transfer points (transportation hubs);
- nondeterministic delivery of perishable goods to wholesale collection points;
- necessity of the empty rolling stock return mileage;
- the necessity of phytosanitary and veterinary control at border crossings delays cargo at departure and destination terminals, frequently not adapted for the storage of the perishable product.

The solution of indicated problems of organizing the supply of goods to consumers prompted the inclusion in the transport and logistics system of intermediaries of transport and freight forwarding companies (FFC). Although the services of freight forwarders increase product delivery costs under market economics, they are presented in the food market, carving out a certain niche. Furthermore, several forwarding firms are constantly growing in number with the development of intermodal transportation and mass containerization and bagging.

The solution of indicated problems of organizing the supply of goods to consumers prompted intermediaries of transport and freight forwarding companies (FFC) inclusion in transport and logistics systems. Although the services of freight forwarders increase product delivery costs under market economics, they are presented in the food market, carving out a certain niche. Furthermore, several forwarding firms are constantly growing with the development of intermodal transportation and mass containerization, and bagging:

1. The assistance in performing customs clearance procedure (about 200 documents are processed for international shipments at present) - 78%,
2. Observance of delivery time 70%,
3. Cargo preservation during transportation, and storage - 69%,
4. Lowest delivery costs - 65%,
5. Additional services - 55%,
6. Transporter's high image - 52%,
7. Payment flexibility - 40% [1].

Consequently, the process of supplying perishable food products can be presented as a system described by the internal construction and interacts with the external environment. It is necessary to use logistics to build the internal organization of this process with the best result on the principle of optimizing the distribution of all kinds of resources to achieve the necessary level of customer service while reducing costs, which enables a competitive advantage. Thus, the implementation of supply processes for perishable food cargo based on the principles of transport logistics allows:

- to consider the nature of interaction and relationship of producers, warehouses, transport;
- to determine optimal conditions for packaging, storage and transportation of perishable goods;
- to find "bottlenecks" that prevent the movement of cargo flow from producer to consumer;
- to organize scientifically substantiated transport and technological processes, taking into account the needs of individual links of the logistics chain and the system as a whole;
- to improve the management structure, legal, informational, and documentary assistance necessary for the optimal flow of processes in transport and logistics systems;
- to carry out measures to automate the management system of perishable goods deliveries.

The technological lines, as a rule, constitute the technical basis of transport and production processes. Transportation is the connecting link of the technological line, substantially determining the mode of its operation.

In the case of perishable goods, the economic feasibility and technical ability to ensure that the cargo is transported on time and without losses are important criteria for the choice of a particular mode of transport. Meanwhile, various transport modes are interchangeable, so everything is up to the owner's choice.

Considering the main technologies of transportation of perishable food products, one should note that no matter whether it is transported within the country or it is an international supplier, a set of factors and conditions is approximately equal:

- temperature range
- shelf life or period of delivery
- packaging and labeling according to the type of cargo
- secure mechanical fixation using pallets, straps, film, etc.

However, guaranteeing full compliance with shipping conditions along the way is a much more difficult task than maintaining the same conditions in the middle of conventional storage facilities.

Consequently, there is a need for high-quality organization of transportation, providing for unforeseen circumstances and protection cargo from devastating effects. Thus, competent use of specific technologies for each group of cargo and the use of technical equipment, understanding of the peculiarities of their work, including those arising during the movement.

In the complex transport and logistics system, there is a production system, which is called a transport process. It

consists of a certain technological system of transportation, with its specifics for perishable food cargo.

Figure 3 shows a graphical model of this system. Technical systems of assembly (SM) or distribution (RM) and transport machines (TM), interacting with each other to maintain the necessary climatic regime, are involved

there. They have their technological parameters: according to K ($k_1, k_2, \dots, k_n$), C ($c_1, c_2, \dots, c_n$), A ($a_1, a_2, \dots, a_n$). The suitability or conformity of these machines is characterized by the indicator S against one another. Technical systems are affected by the environment P (t) - weather conditions, D (t) - road conditions, etc.

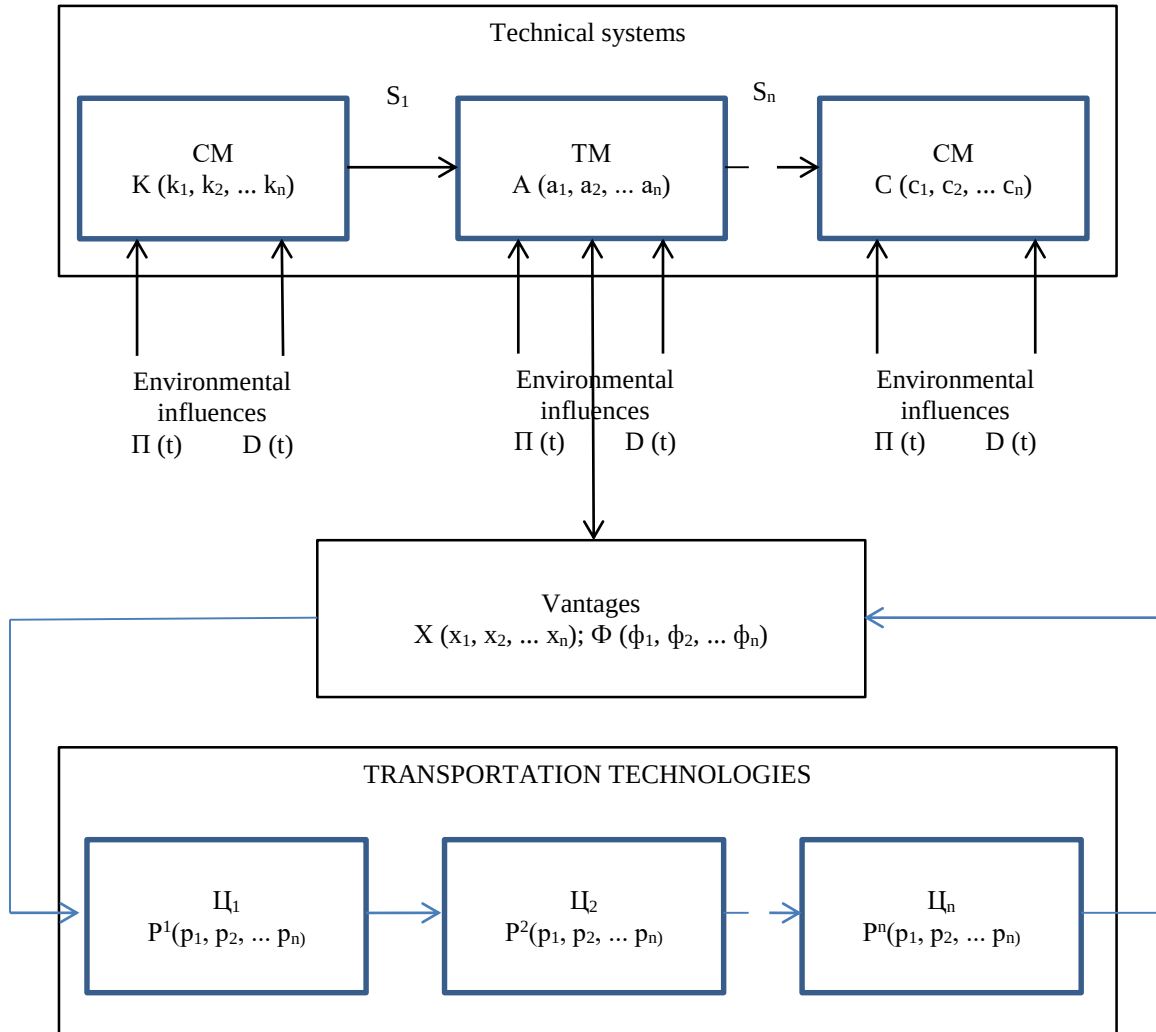


Fig. 3. Graphical building model of a technological system for perishable food cargo transportation
Source: compiled by the author

Cargo list X ($x_1, x_2, \dots, x_n$) with their technological properties $\Phi(\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_n)$ presented as an operation argument, with the process of transportation changing not only their location in space but their properties and technologies applied to them.

Moreover, the transportation technology process comprises a set of transportation cycles Ts ($Ts_1, Ts_2, \dots, Ts_n$), all of which are a function of its parameters. This technological transportation system for perishable foodstuffs can be described by a mathematical model:

$$\begin{cases} S = f(K, A, C); \\ Y_M = f[K(k_1, k_2, \dots, k_n), A(a_1, a_2, \dots, a_n), C(c_1, c_2, \dots, c_n)]; \\ \Pi_K = f[M(t), D(t)], \Pi_A = f[M(t), D(t)], \Pi_C = f[M(t), D(t)]; \\ \Pi_A = f[X(x_1, x_2, \dots, x_n), \Phi(\phi_1, \phi_2, \dots, \phi_n)]; \\ Y_{TM} = \sum \Pi_i(p_j). \end{cases}$$

This model accounts for:

- compatibility (adaptability) of transport machines (TM) with agricultural machines (CM, SM) is the first equation;
- technological parameters of technical systems are the second equation;
- adaptability (adaptability) of technical systems to environmental conditions and technological properties of perishable food cargoes are the third and fourth equations;
- transport-technology cycle parameters are the fifth equation.

So, all the most important technological factors are taken into account in the model. To carry out the transport process in the complex of transport and logistics system of perishable food products, in addition to moving the cargo must not only load it at the right place in the process chain but also unload it at the destination point observing certain parameters of temperature, humidity, etc.

So, a complete technological transportation cycle consists of submitting a vehicle for handling, movement of cargo (transportation) as well as unloading. External,

internal, and environmental factors must be analyzed and taken into account to improve transport support for the delivery of perishable food cargo (Fig. 4).

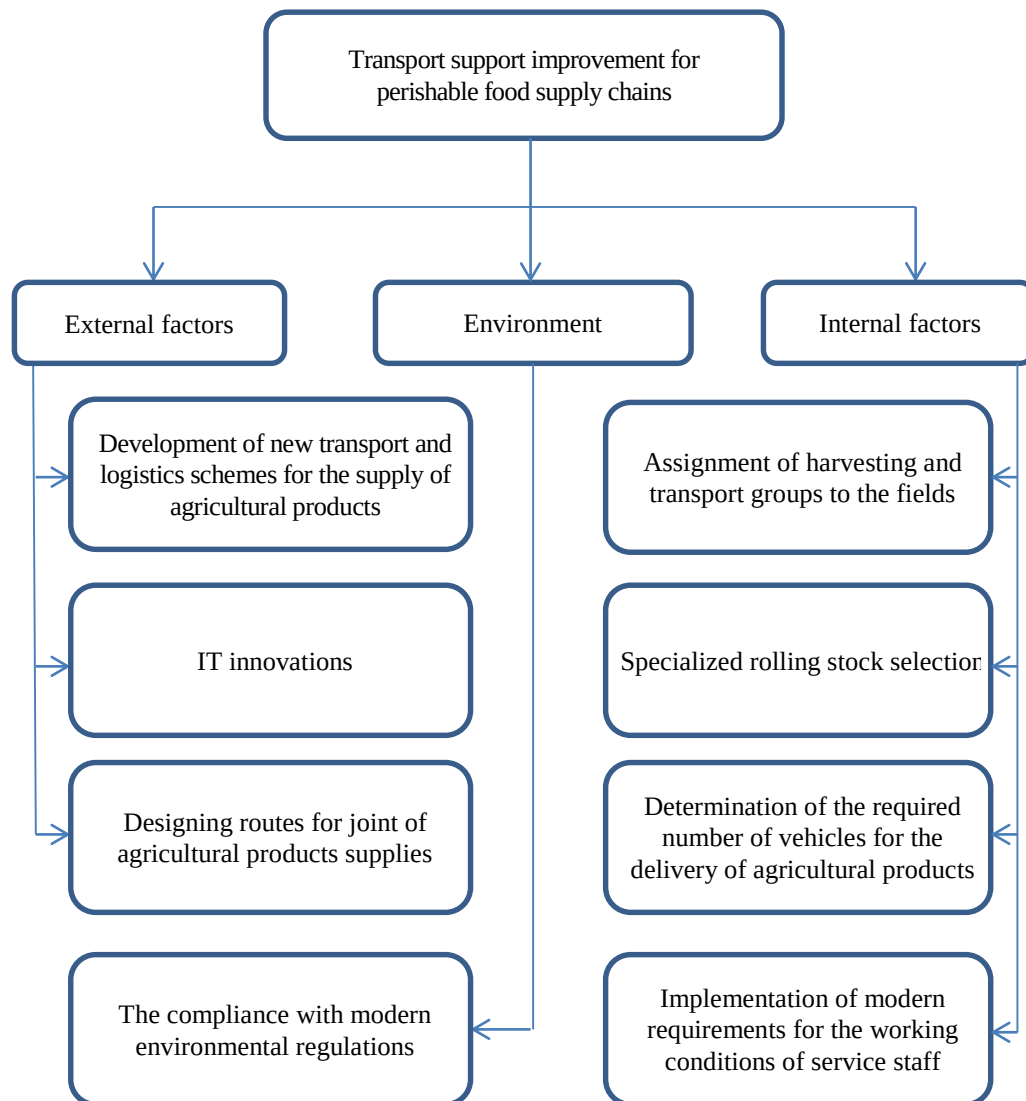


Fig. 4. Improving means of perishable food transportation

Source: compiled by the author

Implementation of certain means in the organization of transport and logistics systems for perishable food supplies will minimize the mutual influence of the environment and cargo on each other and contribute to preserving more products of the required quality for consumers and customers of the agro-industrial complex.

If we separate transportation processing for perishable foodstuffs from shipping, it will also have some specific features related to the usage of specialized rolling stock, as well as technological means of transportation, that are used during shipment to reduce the probability of product damage during transportation and reduce the impact of cargo and the shipping process on the environment.

In this regard, it should be noted that transportation of perishable food products occupies a special position in the list of transportation services. Indeed, (underline again) their main difference from other types of cargo is a limited shelf life, as well as special climatic conditions of storage and transportation required to ensure the longest possible

shelf life of this type of cargo. All perishable food products require certain storage conditions. While some are sufficient to maintain a temperature of 5-18 °C (fresh berries, fruits, vegetables, dairy products in tetra pack), others require minus values (frozen semi-finished products, fish, seafood, etc.).

Conclusions

1. In the analysis of the optimization of route schemes of urban public transport, the interests of all participants in the urban transport system were considered and the efficiency indicators of the system as a whole were formulated. The classical problem of transport routing, its varieties and methods of solution are considered. As an optimization criterion for the urban public transport system, it is proposed to use the density of passenger traffic on a certain section of the road. Analysis of methods for

solving problems of transport routing showed that the most promising today are the methods of game modeling.

2. As a result of the performed work by methods of game modeling the technique of search of optimum routes on Pareto criterion is developed. Optimization game model of the process of passenger transportation on the route №9 in Pryluky showed results that take into account the interests of all stakeholders.

Список літератури

1. *Alphonse S., Etsibah K.* Effective cargo and vehicle storage in distribution centers : a case study of Copenhagen Malmö. Port World Maritime University, Malmö. 2002. 113 p.
2. *Badia-Melis R., Mc Carthy U., Ruiz-Garcia L., Garcia-Hierro J., Robla Villalba J.I.* New trends in cold chain monitoring applications - a review. Food Control. 2018. Vol. 86. P. 170-182.
3. *Ballou R.* Business Logistics Management. Pierson: Prentice-Hall Entertainment, Inc., 2003. 816 p.
4. *Chaudhuri A., Dukovska-Popovska I., Subramanian N., Chan H., Bai R.* Decision-making in cold chain logistics using data analytics: a literature re-view. International Journal of Logistics Management. 2018. Vol. 29. No 3. P. 839-861.
5. *Dai J., Che W., Lim J. J., Shou Y.* Service innovation of cold chain logistics service providers: a multiple-case study in China. Industrial Marketing Management. 2020. Vol. 89. P. 143-156.
6. *Hee-Yong L., Young-Joon S., Din-woodie J.* Supply chain integration and logistics performance: the role of supply chain dynamism. The International Journal of Logistics Management. 2016. Vol. 27. Issue 3. P. 47-58.
7. *Kienzlen M.* Sales and shrink by department Where is My Shrink. URL: <http://wheresmyshrink.com/shrinkbydepartment.html>.
8. *Lukinskiy V., Dragomirov V.* Method of evaluating transportation and logistic operations in supply chains. Transport and Telecommunication. 2016. Vol. 17. № 1. P. 55-59.
9. *Nahmias S.* Perishable Inventory Systems New York. NY. United States. 2011. 80 p.
10. *Ndraha N., Hsiao H., Vlajic J., Yang M., Hong-Ting Victor Lin.* Time-temperature abuse in the food cold chain: review of issues, challenges, and recommendations. Food Control. 2018. Vol. 89. P. 12-21.
11. *Ratul A., Megat F.Z., Nazmus S.* Enhanced Blockchain transaction: a case of food supply chain management. Journal of Engineering and Applied Sciences. 2020. Vol. 15. Issue 1. P. 99-106.
12. *Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I.* Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 2020. ISBN 978- 83-66567-13-9. 162 p.
13. *Zagurskiy O., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Rogovskii I., Titova L.* Global supply chains in the context of a new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes.

Monograph. Edited by Alona Ohienko Tadeusz Pokusa Opole. The Academy of Management and Administration in Opole. 2019. P. 64-74.

14. *Zagurskiy O. M., Zhurakovska T. S.* Optimization of transport processes in supply chains of epicenter hypermarket network. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 3. P. 55-60.

References

1. *Alphonse S., Etsibah K.* (2002). Effective cargo and vehicle storage in distribution centers : a case study of Copenhagen Malmö. Port World Maritime University, Malmö.
2. *Badia-Melis R., Mc Carthy U., Ruiz-Garcia L., Garcia-Hierro J., Robla Villalba J.I.* (2018). New trends in cold chain monitoring applications - a review. Food Control. 86. 170-182.
3. *Ballou R.* (2003). Business Logistics Management. Pierson: Prentice-Hall Entertainment, Inc.
4. *Chaudhuri A., Dukovska-Popovska I., Subramanian N., Chan H., Bai R.* (2018). Decision-making in cold chain logistics using data analytics: a literature review. International Journal of Logistics Management. 29(3). 839-861.
5. *Dai J., Che W., Lim J. J., Shou Y.* (2020). Service innovation of cold chain logistics service providers: A multiple-case study in China. Industrial Marketing Management. 89. 143-156.
6. *Hee-Yong L., Young-Joon S., Din-woodie J.* (2016). Supply chain integration and logistics performance: the role of supply chain dynamism. The International Journal of Logistics Management. 27(3). 47-58.
7. *Kienzlen M.* Sales and shrink by department Where is My Shrink. URL: <http://wheresmyshrink.com/shrinkbydepartment.html>
8. *Lukinskiy V., Dragomirov V.* (2016). Method of evaluating transportation and logistic operations in supply chains. Transport and Telecommunication. 17(1). 55-59.
9. *Nahmias S.* (2011). Perishable Inventory Systems New York. NY. United States.
10. *Ndraha N., Hsiao H., Vlajic J., Yang M., Hong-Ting Victor Lin.* (2018). Time-temperature abuse in the food cold chain: Review of issues, challenges, and recommendations. Food Control. 89. 12-21.
11. *Ratul A., Megat F. Z., Nazmus S.* (2020). Enhanced Blockchain transaction: a case of food supply chain management. Journal of Engineering and Applied Sciences. 15(1). 99-106.
12. *Zagurskiy O., Ohienko M., Pokusa T., Zagurska S., Pokusa F., Titova L., Rogovskii I.* (2020). Study of efficiency of transport processes of supply chains management under uncertainty. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 162.
13. *Zagurskiy O., Rogach S., Titova L., Rogovskii I., Pokusa T.* (2019). «Green» supply chain as a path to sustainable development. Mechanisms of stimulation of socio-economic development of regions in conditions of

transformation. Monograph. Opole: The Academy of Management and Administration in Opole. 199-213.

14. Zagurskiy O. M., Zhurakovska T. S. (2020). Optimization of transport processes in supply chains of epicenter hypermarket network. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 11(3). 55-60.

технических систем к условиям среды и технологических свойств скоропортящихся пищевых грузов; параметры транспортно-технологических циклов

Ключевые слова: эффективность, цепь поставок, сроки поставок, температурный режим, скоропортящиеся пищевые грузы.

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ПОСТАЧАННЯ ШВИДКОПСУВНИХ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ

О. М. Загурський

Анотація. Сучасний досвід свідчить про необхідність забезпечення єдності в транспортно-логістичних системах постачань продуктів харчування. Особливо це стосується швидкопсувних вантажів, прискорення термінів постачання яких безпосередньо впливає на їх збереженість та якість.

В статті розглянуто проблему побудови ефективного транспортного процесу в ланцюгах постачань швидкопсувних харчових продуктів. Здійснено аналіз факторів, що впливають на ефективність ланцюгів постачань швидкопсувних продуктів харчування та обґрунтовано основні принципи і підходи щодо покращення транспортного забезпечення швидкопсувних харчових продуктів. Побудовано теоретичну модель технологічної системи перевезень швидкопсувних харчових вантажів, яка враховує: сумісність (приспосованість) транспортних машин з сільськогосподарськими машинами; технологічні параметри технічних систем; пристосованість (адаптивність) технічних систем до умов середовища та технологічних властивостей швидкопсувних харчових вантажів; параметри транспортно-технологічних циклів

Ключові слова: ефективність, ланцюг постачань, терміни постачань, температурний режим, швидкопсувні харчові вантажі.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОСТАВОК СКОРОПОРТЯЩИХСЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

О. Н. Загурский

Аннотация. Современный опыт свидетельствует о необходимости обеспечения единства в транспортно-логистических системах поставок продуктов питания. Особенно это касается скоропортящихся грузов, ускорения сроков поставки которых непосредственно влияет на их сохранность и качество.

В статье рассмотрена проблема построения эффективного транспортного процесса в цепях поставок скоропортящихся пищевых продуктов. Осуществлен анализ факторов, влияющих на эффективность цепей поставок скоропортящихся продуктов питания и обоснованы основные принципы и подходы по улучшению транспортного обеспечения скоропортящихся пищевых продуктов. Построена теоретическая модель технологической системы перевозок скоропортящихся пищевых грузов, которая учитывает: совместимость (приспособленность) транспортных машин с сельскохозяйственными машинами; технологические параметры технических систем; приспособленность (адаптивность)

О. М. Загурський ORCID 0000-0002-5407-8466.

УДК 621.87

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВОЛОГОГО ОЧИЩЕННЯ БІОДИЗЕЛЯ

В. М. Поліщук¹, Д. А. Дерев'янка², С. Є. Тарасенко¹, Є. О. Антипов¹

¹ Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

² Поліський національний університет, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: polischuk.v.m@gmail.com; derevyanko.dmutro@gmail.com; setarassenko@ukr.net.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.

Бібл. 21, рис. 10, табл. 0.

Анотація. Ефективність вологого очищення метилових ефірів жирних кислот (МЕЖК), які ще називають біодизелем, досліджувалась при проведенні об'ємного, бульбашкового і аерозольного промивання. Об'ємне промивання МЕЖК проводилось за допомогою лопатевої мішалки з трьома лопатями на валу і чотирилопатевої мішалки з похилими лопатями. Частота обертання валу лопатевої мішалки становила 100, 200, 300 і 400 об./хв., чотирилопатевої мішалки з похилими лопатями – 200, 350, 500, 650 об./хв. Пінне промивання МЕЖК здійснювалось при витраті повітря 20 і 60 л/год. за температури МЕЖК 20, 40 і 60°C. Для експериментального дослідження аерозольного промивання МЕЖК застосовувались турбулізатори трьох типів: DC-31-CER з одним отвором, DC-33-CER з двома отворами і DC-56-CER з чотирма отворами. Час проведення дослідів становив 4 год. Відбір проб МЕЖК для визначення його лужності здійснювався через кожну годину. Також через кожну годину відбувалась заміна забрудненої води на чисту.

Об'ємне промивання протягом чотирьох годин незадовільно звільняє МЕЖК від цитрату калію. при пінному промиванні МЕЖК з витратою повітря 20 л/хв. його лужність протягом 1-2 год. барботування знижується в 2-3 рази. Подальше барботування недоцільне, оскільки лужність при цьому не знижується, а зростає. При витраті повітря 60 л/год. на 3-4 год. барботування лужність МЕЖК знижується в 4,5 рази, однак в подальшому спостерігається деяке її зростання. Результуюча лужність МЕЖК при аерозольному його промиванні зменшується приблизно в 2 рази, при чому спостерігається тенденція до її зниження протягом довшого часу промивання.

Із трьох досліджуваних способів промивання МЕЖК для практичного використання можна рекомендувати аерозольний спосіб, причому середньо- і крупнокраплинне промивання необхідно здійснювати протягом не менше як 4-5 год., тоді як дрібнокраплинне – протягом довшого часу.

Ключові слова: біодизель, метилові ефіри жирних кислот, МЕЖК, вологе очищення, об'ємне, пінне, аерозольне промивання, крупнокраплинне і дрібнокраплинне промивання

Постановка проблеми

Для проведення с.-г. робіт щорічно затрачається значна кількість дизпалива – 27,8% від затраченого у народному господарстві України. Забезпечити енергетичну автономність господарств та сільських громад можна шляхом впровадження комплексних екобезпечних технологій виробництва і використання біопалив безпосередньо в господарстві із існуючих ресурсів і відходів. Частково замінити імпорتنі нафтові дизельні палива здатен метиловий ефір жирних кислот (МЕЖК), або як його ще називають – біодизель, який виготовляється із рослинних олій та жирів мікроскопічних водоростей в результаті реакції алкоголізу з використанням етилового чи метилового спирту, які також отримуються в результаті переробки с.-г. біомаси. Впровадження виробництва дизельного біопалива В5 дозволяє зекономити на заміні 5% нафтового дизпалива на МЕЖК і отримати додаткові корми для тваринництва та відходи (сирий гліцерин, soapstock), які є високоефективними косубстратами для біогазових технологій.

Найкраща конверсія жирів відмічається при використанні метанолу (реакція метанолізу). Реакція метанолізу відбувається дуже повільно. Для її пришвидшення застосовуються кислотні або лужні каталізатори. Найпростішим, а отже і найдешевшим, є метаноліз із гомогенним каталізатором.

При метанолізі з гомогенним каталізатором він не вступає в саму реакцію, а тільки її прискорює. Тому в виготовленому МЕЖК каталізатор залишається повністю, викликаючи корозію двигуна. Отже, для отримання якісного МЕЖК, його потрібно очищати від гомогенного каталізатора.

Аналіз останніх досліджень

Для очищення МЕЖК від залишків каталізатора розроблені різні способи, основними серед яких є вологе (промивання) і сухе очищення МЕЖК. Останнім часом почала з'являтися інформація про розробку мембранного способу очищення МЕЖК.

Вологе очищення МЕЖК. Каталізатор з МЕЖК видаляють, змішуючи останній із підкисленою водою (у випадку лужного каталізатора), в результаті чого проходить нейтралізація каталізатора з утворенням солей кислот (мила), які переходять в soapstock. З'єднуючись із водою, солі кислот утворюють кристалогідрати, які у вигляді дрібних пластинок зависають в шарі МЕЖК, поступово під дією сили тяжіння опускаючись на дно реактора. Однак, чим дрібніший розмір цих пластинок, тим довший час їх осідання, який може сягати декількох діб.

Тому для прискорення осідання пластинок солей кислот застосовується промивання МЕЖК водою, яка служить розчинником, що вимиває домішки, залишаючи чистий МЕЖК. Для цього МЕЖК змішують з водою в пропорції 1:5. Вода очищає МЕЖК, розчиняючи в собі забруднювачі. Воду з домішками і МЕЖК розділяють пофазно. Промивання водою здійснюється при температурі 30°C. Якщо якість не буде досягнуто протягом одного циклу, промивання здійснюють декілька раз. Кожен цикл промивання потрібно здійснювати через 45-75 хв. Промивання здійснюється до досягнення нейтрального рН. При цьому промивну воду доведеться нейтралізувати кислотою перед утилізацією [1].

Вологе промивання підрозділяється на бульбашкове (пінне), аерозольне і об'ємне.

Пінне промивання полягає в обережному змішуванні 1/3 води і 2/3 МЕЖК (вода осідає на дно, а МЕЖК залишається на поверхні) і барботуванні повітря через шар води. Бульбашки повітря забезпечують непряме перемішування обох рідин – вони захоплюють невелику кількість води і переносять її через МЕЖК, відбираючи мило та інші домішки. Коли бульбашка розривається на поверхні, вода опускається вниз і відбирає ще більше мила і домішок по дорозі вниз. Приблизно через 6 годин промивки потік повітря перекривається і вода зливається, додається свіжа вода і процес повторюється. Ці заміни води відбуваються тричі, поки вода не стане абсолютно прозорою, а рН води не буде нейтральним. Промивна води може бути використана багато разів для промивання наступних порцій.

Переваги даної технології полягають в тому, що використовується менша кількість води порівняно з іншими технологіями, а також в застосуванні порівняно дешевого обладнання. Процес не вимагає постійного спостереження. До недоліків технології відноситься неефективне очищення МЕЖК поганої якості а також малих об'ємів МЕЖК за рахунок того, що бульбашки можуть перемішати воду і МЕЖК дуже енергійно, що призведе до формування емульсії двох рідин. Утворення емульсії є основною проблемою промивання, однак воно також є

своєрідною формою оцінки якості процесу.

Аерозольне промивання було розроблене як спосіб вирішення проблем з формуванням емульсії. У цьому процесі використовується більша кількість води і більш складне устаткування. Разом із тим, даний метод також маскує проблеми з якістю – можна візуально отримати "хорошу промивку", але не завжди мати уявлення про те, що ж вийшло в результаті. При аерозольному промиванні використовується система розпилювачів, розміщених над шаром МЕЖК, з можливістю стоку води після її протікання крізь паливо. Аерозольне промивання у меншій мірі перемішує МЕЖК, ніж бульбашкове, і видаляє мило поступово. Більш м'яке перемішування означає меншу ймовірність формування емульсії мила, моно- і дигліцеридів. Багато користувачів такої системи додатково проводять і бульбашкове промивання в якості фінального етапу – після видалення мила вже не так активно емульгують воду і паливо, тому використання бульбашкового промивання після аерозольного дає хороший результат. До недоліків аерозольного промивання відноситься підвищене споживання води, більш складне устаткування і маскування потенційних проблем. На жаль, моно- і дигліцериди не видаляються з МЕЖК незалежно від методу промивання – вони не розчиняються у воді і не вимиваються нею, і при аерозольній мийці слід додатково контролювати якість палива.

При *об'ємному промиванні* змішуються рівні кількості води та МЕЖК, після чого вони перемішуються, відстоюються, вода зливається, і процес повторюється багато разів. Цей метод більш трудомісткий, використовує більше води і не може бути автоматизований так, як бульбашковий.

Однак у вологого очищення є свої недоліки. Це довгий процес, який вимагає багато часу для повного очищення МЕЖК. Іноді для досягнення повної прозорості може знадобитися сім чи вісім циклів промивання. Крім того, існує проблема утилізації стічної води з небезпечними домішками. Разом із стічною водою втрачається певна частина МЕЖК.

Як правило, при промиванні МЕЖК використовують комбінацію способів промивання: попереднє аерозольне промивання з кінцевим бульбашковим; одночасне аерозольне і об'ємне промивання. Наприклад, технологія виробництва МЕЖК на американській установці ВР-190 передбачає двократне комбіноване промивання МЕЖК аерозольним і об'ємним способами [2].

Вологе очищення МЕЖК забезпечує ефективне його очищення від гомогенного каталізатора [3]. Разом із тим, як зазначено в роботах [4], [5], вологі способи очищення МЕЖК вимагають використання великої кількості води, що, за даними [6], [7] генерує величезну кількість стічних вод, чим збільшує його собівартість. Так, в роботі [8] стверджується, що при вологому очищенні МЕЖК в Таїланді утворюється не менше 70000 л/добу забруднених стічних вод, які мають високий рівень рН, значні рівні залишкової КОН та жирів, які інгібують ріст мікроорганізмів, що ускладнює природне очищення стічних вод. Крім того, як стверджується в роботі [3], очищений таким

чином МЕЖК необхідно додатково звільняти від води.

При сухому очищенні використовується адсорбент, який відокремлює домішки від МЕЖК. У деяких системах використовуються іонообмінні смоли, в інших – силікат магнію, мінерал, один з видів якого продається компанією Dallas Group of America Inc. під маркою Magnesol. В якості адсорбентів використовуються також вибільні глини, активоване вугілля тощо.

Іонообмінні смоли – високотехнологічні штучні смоли, здатні захоплювати молекули каталізатора на поверхні частинок смоли. Вони являють собою нерозчинні матриці, як правило, у вигляді маленьких (діаметром 1-2 мм) намистини білого або жовтого кольору [3]. При очищенні МЕЖК здійснюється його фільтрація через шар іонообмінної смоли, на поверхні якої відбувається видалення домішок з МЕЖК [1], [9]. В даний час випускаються наступні види іонообмінних смол: Amberlite bd10dry виробництва компанії "Rohm and Hass Chemical Co" (розроблена для видалення з біодизеля метанолу, лужний каталізатор вона не видаляє), Dowex DR-G8 виробництва компанії "Dow Chemical" (розроблена для видалення солей, мила, гліцерину та іншої органіки із сирого МЕЖК; крім того, висušена смола також служить для сушіння МЕЖК, оскільки вловлює і утримує воду), PD206 виробництва компанії "Purolite" (розроблена для видалення мила і гліцерину з біодизеля), Lewatit GF 202 виробництва компанії "Lanxess", Tulsion T-45 BD виробництва компанії "Thermax" (видаляє і гліцерин, і мило з біодизеля), K 2629, SP 120, SPC 112 компанії "Bayer AG".

Так, при очищенні МЕЖК іонообмінною смолою PD206 залежно від рівня забрудненості на очищення 16 м³ МЕЖК може бути використано 1 кг Purolite PD-206. Під час роботи смола буде розбухати і може збільшуватися в об'ємі на 200% від кількості при засипці. Для нормальної роботи системи очищення необхідно забезпечити потік зі швидкістю течії рідини 5-7 м/год. Залежно від кількості використовуваної смоли і кількості виробленого МЕЖК, термін служби смоли становить 30-45 діб [1], [9]. Як зазначено в [10], іонообмінні смоли можуть зменшити рівень мила в МЕЖК з 1200 ppm до 50 ppm і нижче.

Силікат магнію (Magnesol) являє собою дрібнозернистий порошок, що має рівномірний розмір частинок (60 мкм). Для очищення МЕЖК після відділення гліцерину та видалення метанолу Magnesol змішується з ним мішалкою в реакторі протягом 5-10 хв. [11]. Після очищення суміш послідовно пропускають через фільтри з розміром комірок 5 мкм та 1 мкм. Очищений МЕЖК полірується через фільтр з розміром комірок 0,45-0,55 мкм [3]. В роботі [12] відмічається більш ефективне очищення МЕЖК магнезолом порівняно із нейтралізацією підкисленою водою з наступним водяним промиванням.

Силікагелі отримують термічною і хімічною обробкою діоксиду кремнію. Їх питома площа поверхні становить 300-750 м²/г, питоми сумарний об'єм пор – 0,28-0,9 см³/г, насипна вага – 500-800 кг/м³, температура регенерації – 100-200°C.

Алюмогелі – адсорбенти, що отримуються з гідроксиду алюмінію (глинозему). Їх питома площа поверхні поглинання становить 180-200 м²/г, інші параметри – як у силікагелів [13, с. 562-563]. В роботах [14], [15] відмічається задовільне очищення МЕЖК силікагелем, в роботі [16] – більш ефективне очищення МЕЖК силікагелем порівняно з промиванням МЕЖК гарячою дистильованою водою.

Використання неорганічних матеріалів звичайно включає добавляння твердої речовини до МЕЖК та їх перемішування. Утворюється суспензія, а після перемішування розчину протягом необхідного часу, відбувається очищення за допомогою фільтра. При використанні іонообмінних смол виробники звичайно встановлюють колонну, наповнену сухою смолою; МЕЖК проходить через смолу потоком до її насичення. У ряді випадків один літр іонообмінної смоли може обробити до 2000 літрів МЕЖК.

Цеоліти – алюмосилікатні глини, які в своєму складі мають оксиди лужних і лужноземельних металів, відрізняються чіткою регулярною структурою пор, які в природних температурних умовах заповнені молекулами води. Цеоліти вбирають речовини в свої абсорбційні пори, але не всі речовини можуть проникнути і залишитися там. Це пояснюється тим, що абсорбційні пори зв'язані між собою порами певного розміру. Проникнути через пори можуть лише ті молекули, критичний діаметр яких менший діаметра пори. За принципом розділення цеоліти відрізняються від інших адсорбентів – у них молекули адсорбтиву "просіваються" крізь ажурну структуру цеоліту. У зв'язку з цим цеоліти характеризуються не питомою площею поверхні пор, а об'ємним заповненням пор адсорбату, що становить 0,2-0,25 см³/г. Насипна вага цеолітів становить 600-800 кг/м³. У природі цеоліти зустрічаються в родовищах туфогенно-осадового типу, які утворилися в результаті змін вулканічних туфів в морських і континентальних басейнах.

Використання цеолітів в технологічних процесах зумовило розробку специфічних вимог до споживчих властивостей цих адсорбентів, яким не завжди відповідали природні цеоліти. Для задоволення цих вимог з 1948 р. розпочалися роботи над синтезом цеолітів. За ці роки синтезовано понад 65 різних цеолітів, більшість яких не мають аналогів у природі.

Структура цеолітів марок 4A і 5A складається з великих та малих (содалітових) абсорбційних пор. До складу елементарного вічка належить одна велика і одна мала пори. Абсорбційні пори цеолітів марок 4A і 5A настільки малі, що в них практично можуть проникати лише молекули води. Цеоліти марок 10X і 13X мають пори великого розміру, чим пояснюються їх більші абсорбційні можливості в порівнянні з цеолітами марок 4A і 5A. Цеоліти марки 3A при звичайних температурах в значній кількості поглинають лише воду. Ця властивість визначила їх широке використання для зневоднення МЕЖК.

Цеоліти використовуються у вигляді молекулярних сит і мембран. Молекулярні сита являють собою кульки цеолітів, якими заповнюється апарат, через який пропускається газ для очищення. Цеолітові мембрани використовуються у вигляді

тонкого шару, нанесеного на керамічну основу, що дозволяє вести процес з великими потоками. У промислових масштабах переважно використовується нанесення цеолітового шару на внутрішні поверхні керамічних елементів (трубок), з метою уникнення механічних пошкоджень і організації оптимального потоку [17]. В роботі [18] встановлена висока ефективність застосування цеолітів марки 5А при очищенні МЕЖК від лужного каталізатора.

Глини (бентоніти, діатоміти, трепели, опоки) мають гірші адсорбційні властивості (питома площа поверхні – 35-150 м²/г, насипна вага – 400-450/м³), однак вони значно дешевші інших адсорбентів. В роботі [19] проводилось порівняння очищення МЕЖК від залишків лужного каталізатора бокситом, бентонітом і ентеросгелем аттапульгітом. Найкращі результати при видаленні мила показала обробка бентонітом.

Активоване вугілля отримують з органічної сировини: кам'яного вугілля, тирси, дерева, відходів шкіряного, паперового та м'ясного виробництва тощо. В процесі його виробництва використовують суху перегонку сировини і подальшу активацію парою або хімічними реагентами для отримання тонкої структури матеріалу. Питома площа поверхні активованого вугілля становить 600-1700 м²/г, об'єм мікропор – 0,3-0,6 см³/г, насипна вага – 380-600 кг/м³. Використовують активоване вугілля у вигляді гранул розміром 1-7 мм або порошоків з частинками розміром до 0,15 мм. Структура активованого вугілля рівномірна, його регенерують і використовують багато разів. До недоліків активованого вугілля відноситься горючість при температурі понад 300°C і висока вартість [13, с. 562-563]. В роботі [20] відмічається вища ефективність очищення МЕЖК активованим вугіллем.

Більшість адсорбентів перед використанням повинні пройти процедуру активації поверхні. Цей процес являє собою прожарювання адсорбенту при температурі 500-600°C для звільнення поверхні від адсорбованих з повітря вологи і газів.

Сухі методи очищення досить ефективні, однак вартість магнезолу і іонообмінних смол досить висока, що значно підвищує собівартість виробленого МЕЖК. Крім того, виробники іонообмінних смол рекомендують не перевищувати концентрацію 500 г/т мила в неочищеному МЕЖК, інакше якість очищення знижується. Тому для зменшення затрат рекомендується проводити попереднє очищення МЕЖК іншими методами. Крім того, якщо МЕЖК сильно забруднений, іонообмінні смоли швидко втрачають свої властивості і погано піддаються регенерації.

Мембранне очищення МЕЖК. Мембранна технологія очищення МЕЖК заснована на використанні процесу його фільтрації. Все мембранні процеси мають мембрану, яка є основним фільтруючим елементом, і являє собою напівпроникну перегородку, що має пористу структуру. Термін «напівпроникна» означає, що одну речовину мембрана пропускає, а іншу затримує. Ця властивість називається селективністю або роздільною здатністю для компонентів суміші, що є основною

властивістю мембрани.

Через напівпроникну мембрану пропускаються тільки молекули рідини, а всі молекули з великою молекулярною вагою затримуються. Для цього мембрани повинні мати пори дуже малого розміру, через що процес очищення на мембрані є досить повільним, вимагає наявності високого тиску і використання мембран з великою площею поверхні.

Мембрани, що використовуються в цих процесах, залежно від розмірів пор і відповідно розмірів затриманих частинок, можна розділити на 4 типи: зворотньоосмотичні, нанофільтраційні, ультрафільтраційні і мікрофільтраційні.

Розмір пор мембрани збільшується від зворотного осмосу до мікрофільтрації, значить, зростає величина максимального розміру утримуваних часток на поверхні робочого шару мембран. При цьому, чим більший розмір пор мембрани, тим менший опір вона створює потоку, і тим менший тиск потрібно, щоб забезпечити процес фільтрації.

Зворотньоосмотичні мембрани за селективними властивостями найбільш вибіркові та ефективні за коефіцієнтом поділу розчинів. У них найменший розмір пор (до 0,001 мкм). Середній відсоток затримування зворотньоосмотичними мембранами становить 97-99% всіх розчинених речовин. Як правило, вони є фінішним етапом очищення рідини. Нанофільтраційні мембрани мають розмір пор від 0,001 до 0,01 мкм, ультрафільтраційні – від 0,01 до 0,1 мкм. Для проведення процесу ультрафільтрації необхідно надлишковий тиск від 2 до 10 атм. Мікрофільтраційні мембрани мають розмір пор 0,1-1,0 мкм і працюють при відносно низькому тиску.

Мембрани бувають органічні і неорганічні. До органічних мембран відносяться полімерні мембрани. Першим полімером, який застосували при виготовленні мембран, був ацетат целюлози. Але його використання обмежене тенденцією до гідролізу в лужному середовищі [21]. В даний час вони замінюються поліамідом, полісульфоном, полікарбонатом та іншими полімерами. Ці синтетичні полімери поліпшують хімічну стійкість і мають кращу стійкість до деградації від дії мікроорганізмів. Однак у органічних розчинниках полімерні мембрани можуть набухати, що призводить до зміни розміру пор. Тому полімерні мембрани під дією розчинників мають короткий термін експлуатації [3], звичайно до року [21].

До неорганічних відносяться керамічні, металокерамічні, металічні, графітові та скляні мембрани. Найбільш застосовуваними є керамічні та металокерамічні мембрани.

Керамічні мембрани застосовуються в широкому діапазоні рН при наявності агресивних середовищ та високому вмісті розчинників. Мембрани з кераміки через крихкість можуть мати геометричну форму тільки у вигляді трубок або багатоканальних блоків. Наслідком такої форми і великої товщини стінок є дуже низька питома продуктивність, що веде до більших капітальних витрат на виготовлення установок (велика площа мембран, підвищена матеріаломісткість тощо), ніж при використанні

полімерних мембран. З іншого боку терміну їх експлуатації вищий.

Металокерамічні мембрани випускаються у вигляді тонких трубчастих або плоских металокерамічних фільтрів. Металокерамічні мембрани не крихкі і мають високу механічну міцність при відносно малій товщині (близько 250 мкм з керамічним шаром приблизно 15 мкм) [21].

Мембранні технології очищення забезпечують найвищу якість очищення МЕЖК. Разом із тим, обладнання дорівнює, потребує великих енергозатрат. Органічні мембрани не стійкі до розчинників, а недолік керамічних мембран полягає в їх крихкості [3].

Мета досліджень

Мета дослідження – перевірка ефективності очищення МЕЖК вологими способами; встановлення оптимальних і раціональних параметрів очищення МЕЖК.

Результати досліджень

Ефективність промивання МЕЖК досліджувалась при проведенні об'ємного, бульбашкового і аерозольного промивання.



Рис. 1. Дослідження об'ємного промивання МЕЖК.

Fig. 1. Research of volume washing of FAME.

Методика експериментального дослідження об'ємного промивання МЕЖК. Для експериментального дослідження об'ємного промивання МЕЖК готується з використанням метилату калію, отриманого при співвідношенні метанолу до КОН як 1 до 0,6. Після цього отриманий

МЕЖК очищається від метанолу і нейтралізується 1% водним розчином лимонної кислоти при нормі нейтралізації 5,5 мл на 100 мл МЕЖК.

В стакан об'ємом 300 мл вливається 1/3 МЕЖК після нейтралізації і 2/3 води. Стакан за допомогою штатива поміщається в термостат ТЖ-ТС-01/16, на якому встановлюється температура 40°C. Перемішування здійснюється за допомогою лопатевої мішалки з трьома лопатями на валу і чотирилопатевої мішалки з похилими лопатями. Привод мішалок здійснюється від перемішуючого пристрою EUROSTAR digital (рис. 1).

Частота обертання валу лопатевої мішалки становить 100, 200, 300 і 400 об./хв. (при більших частотах обертання утворена воронка досягає дна стакану), чотирилопатевої мішалки з похилими лопатями: 200, 350, 500, 650 об./хв. Час проведення досліду становить 4 год. Відбір проб МЕЖК для визначення його лужності здійснюється через кожну годину. Також через кожну годину відбувається заміна забрудненої води на чисту.

Методика дослідження ефективності пінного промивання МЕЖК. Після приготування, очищення і нейтралізації в колбу об'ємом 300 мл вливалось 1/3 МЕЖК після нейтралізації і 2/3 води. В горловину колби встановлюється насадка з двома входами. Через один із входів в колбу трубкою із титановою насадкою від акваріумного мікрокомпресора нагнітається повітря, яке барботується через шар води і МЕЖК (рис. 2), через інший видаляється відпрацьоване повітря. Витрата повітря становить 20 і 60 л/год. Колба за допомогою штативу встановлюється в термостат ТЖ-ТС-01/16. Дослідження проводяться при температурі МЕЖК 20, 40 і 60°C.



Рис. 2. Дослідження процесу пінного промивання МЕЖК.

Fig. 2. Investigation of the process of foam washing of FAME.

Час проведення досліду становить 4 год. Відбір проб біодизеля для визначення його лужності здійснюється через кожну годину. Також через кожну годину відбувається заміна забрудненої води на чисту.

Методика дослідження аерозольного промивання МЕЖК. Після приготування, очищення і нейтралізації в перевернуту пляшку ПЕТ (без днища) об'ємом 2 л, в якій в кришці змонтований кран для зливання води (рис. 3), наливається 300 мл біодизеля кімнатної температури. Над нею розміщується відцентровий повноконусний розпилювач "Disc and Core" фірми TeeJet (рис. 4), який складається із корпусу з одною насадкою QJ17560A-NJB, байонетного ковпачка CP 26277-1-NY, сердечника-турбулізатора (застосовуються турбулізатори трьох типів: DC-31-CER з одним отвором, DC-33-CER з двома отворами і DC-56-CER з чотирма отворами), керамічного диска з отвором DCER-2 діаметром 1 мм та гумового ущільнювача CP-18999. В пляшку ПЕТ із МЕЖК через повноконусний розпилювач "Disc and Core" за допомогою гідралічного насоса, сконструйованого із бака садового обприскувача і компресора "Атлант" від холодильника для підтримання заданого тиску (рис. 5), розпилюється вода (рис. 6). З часом спостерігається розшаровування МЕЖК і води. Інтенсивність розшаровування підвищується при вібрації стінок пляшки ПЕТ (рис. 7). Промивна вода по мірі накопичування періодично зливається через кран в кришці пляшки в місткість.



Рис. 3. Кришка на пляшці ПЕТ із змонтованим краном для зливання води.

Fig. 3. Cap on a PET bottle with the mounted tap for water draining.



Рис. 4. Відцентровий повноконусний розпилювач "Disc and Core" фірми TeeJet.

Fig. 4. Centrifugal full-cone spray "Dis and Core" of TeeJet firm.



Рис. 5. Гідралічний насос на основі садового обприскувача і компресора від холодильника.

Fig. 5. Hydraulic pump based on a garden sprayer and compressor from the refrigerator



Рис. 6. Дослідження аерозольного промивання МЕЖК: *a* – суміш МЕЖК з водою; *b* – процес розпилювання води над шаром МЕЖК.

Fig. 6. Investigation of aerosol washing of FAME: *a* - a mixture of FAME with water; *b* - the process of spraying water over the layer methyl esters of fatty acids.



Рис. 7. Процес розшарування при аерозольному промиванні МЕЖК: *a* – початок; *b* – закінчення.

Fig. 7. The process of stratification during aerosol washing FAME: *a* - the beginning; *b* - end.

Тиск підтримується в межах 2 Бар. Використовуються турбулізатори трьох типів: DC-31-CER з одним отвором, DC-33-CER з двома отворами і DC-56-CER з чотирма отворами.

Час проведення дослідів становить 5 год. Відбір проб метилового ефіру для визначення його лужності здійснюється через кожну годину.

Результати експериментальних досліджень об'ємного промивання МЕЖК. Динаміка зміни лужності метилового ефіру наведена на рис. 8, *a* (для лопатевої мішалки) і на рис. 8, *b* (для чотирилопатевої мішалки з похилими лопатями).

Як видно із рис. 8, при об'ємному промиванні за допомогою лопатевих мішалок лужність МЕЖК з часом зростає, що можна пояснити розбиванням пластинок цитрату калію на більш дрібні в результаті механічного перемішування та поганого їх переходу від шару МЕЖК до шару води.

При цьому при використанні стандартної лопатевої мішалки різке зростання лужності МЕЖК спостерігається вже протягом першої години промивання, в подальшому лужність також дещо зростає або стабілізується на досягнутому рівні, який значно перевищує рівень лужності відразу після нейтралізації МЕЖК.

При використанні лопатевої мішалки з похилими лопатями лужність біодизеля зростає не різко, а поступово і протягом досліджуваного часу промивання перевищує рівень лужності відразу після нейтралізації МЕЖК.

Отже, об'ємне промивання протягом чотирьох годин незадовільно звільняє МЕЖК від цитрату калію.

Результати експериментальних досліджень пінного промивання МЕЖК. Динаміка зміни лужності МЕЖК наведена на рис. 9, *a* (при витраті повітря 20

л/год) і на рис. 9, *b* (при витраті повітря 60 л/год.).

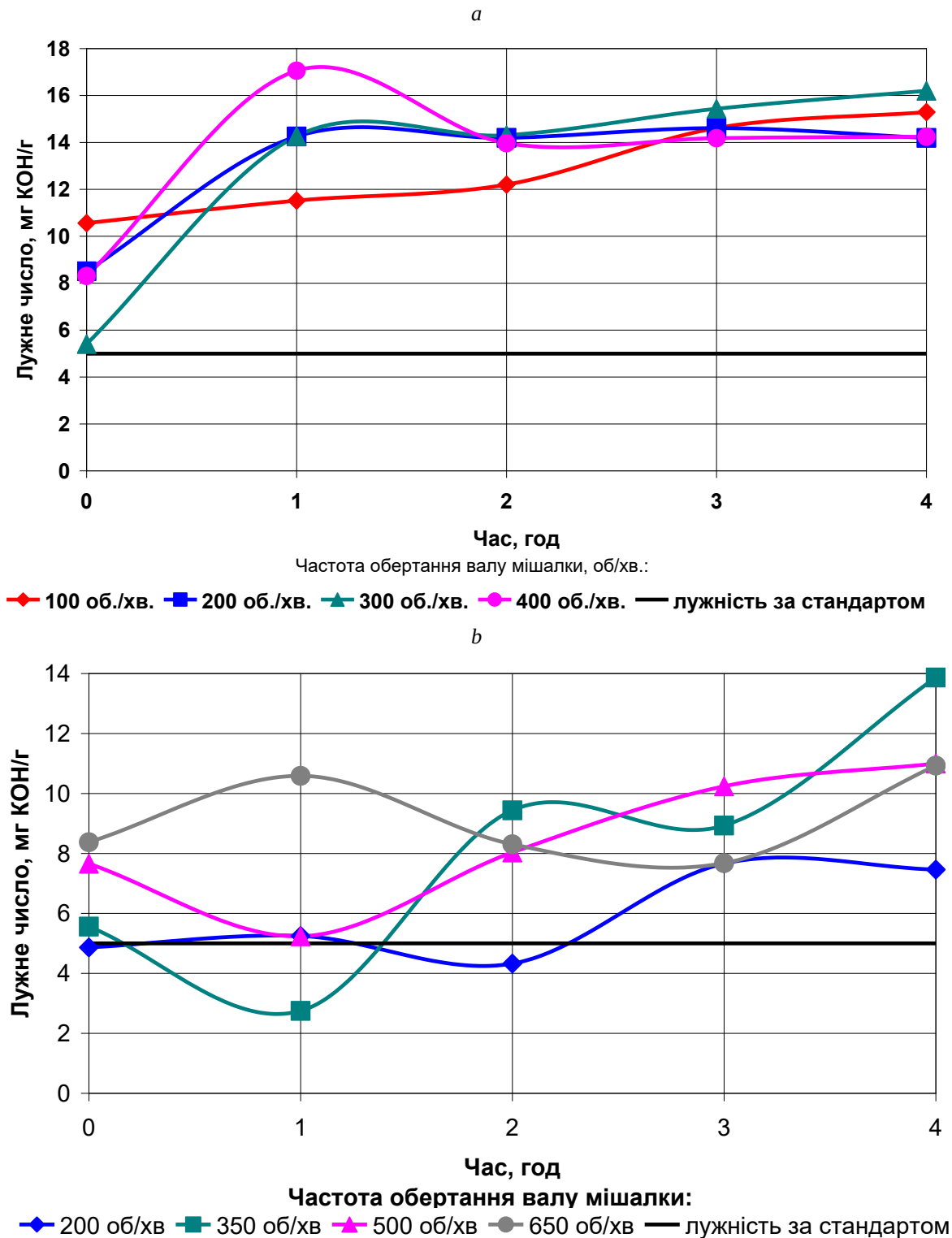


Рис. 8. Динаміка зміни лужності МЕЖК в часі при об'ємному промиванні: *a* – за допомогою лопатевої мішалки; *b* – за допомогою чотирилопатевої мішалки з похилими лопатями.

Fig. 8. Dynamics of change of alkalinity of FAME in time at volume washing: *a* – using a paddle stirrer; *b* – using a four-bladed stirrer with inclined blades.

Як видно із рис. 9, лужність МЕЖК при його пінному промиванні в більшості випадків спочатку знижується протягом перших 2-3 год. до рівня, який не перевищує 5 мг КОН/кг, однак потім поступово починає зростати. При витраті повітря в 20 л/год. після 4 год. промивання лужність МЕЖК перевищує стандартну на всьому діапазоні досліджуваних

температур. При витраті повітря 60 л/год. після 4 год. промивання лужність МЕЖК, що промивався при температурах 20°C і 60°C знаходиться на рівні стандарту, однак демонструє тенденцію до зростання при подальшому промиванні. Лише промивання при температурі 40°C дає зменшення лужності МЕЖК

нижче стандартного.

Отже, при пінному промиванні МЕЖК з витратою повітря 20 л/хв. його лужність протягом 1-2 год. барботування знижується в 2-3 рази. Подальше барботування недоцільне, оскільки лужність при

цьому не знижується, а зростає. При витраті повітря 60 л/год. на 3-4 год. барботування лужність МЕЖК знижується в 4,5 рази, однак в подальшому спостерігається деяке її зростання.

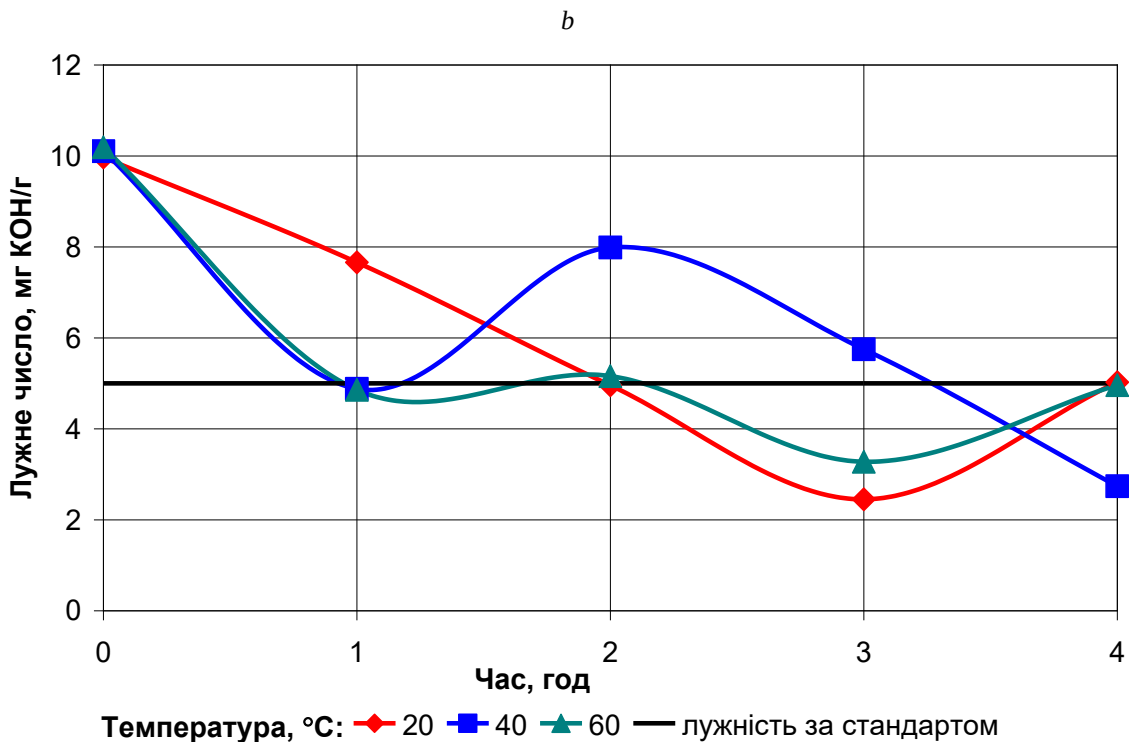
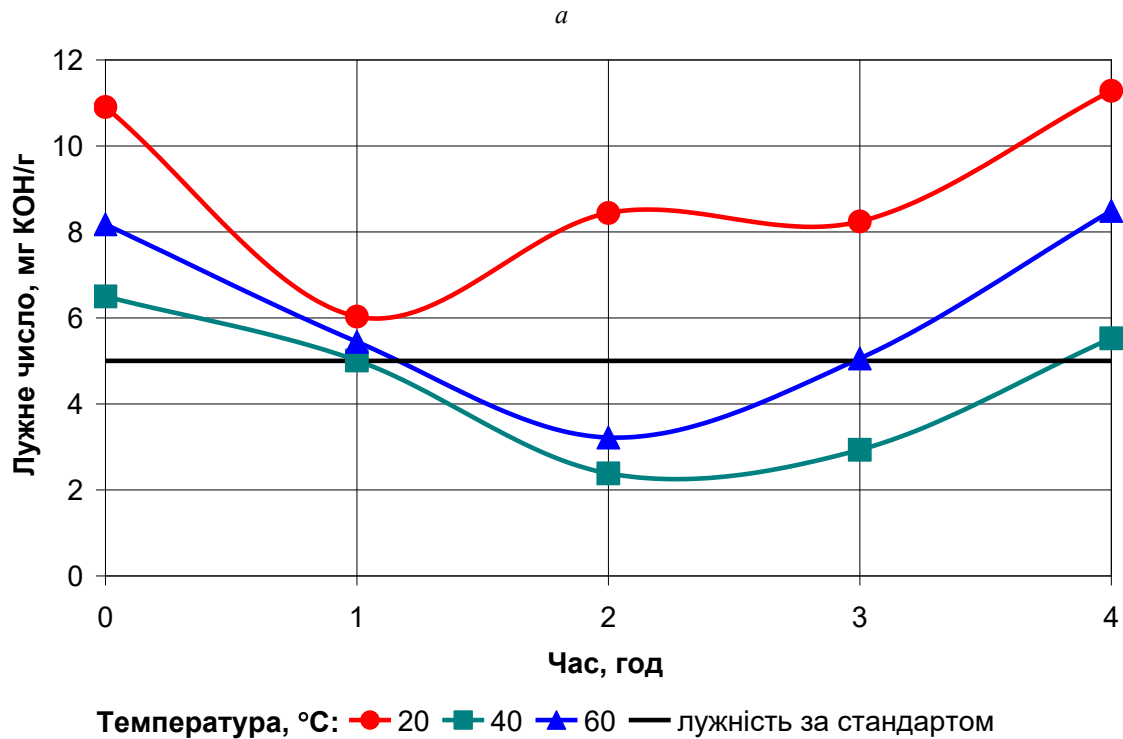


Рис. 9. Динаміка зміни лужності МЕЖК в часі при пінному промиванні за витрати повітря: *a* – 20 л/год.; *b* – 60 л/год.

Fig. 9. Dynamics of change of alkalinity of FAME in time at foam washing at air expenses: *a* – 20 l/hr; *b* – 60 l/hr.

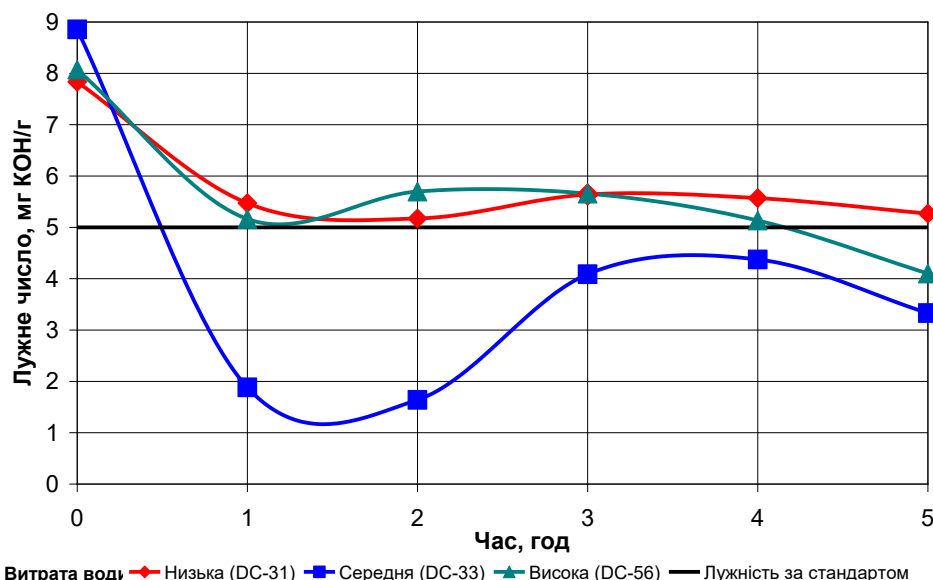


Рис. 10. Динаміка зміни лужності МЕЖК в часі при аерозольному промиванні.

Fig. 10. Dynamics of change of alkalinity of FAME in time at aerosol washing.

Результати експериментальних досліджень аерозольного промивання МЕЖК. Динаміка зміни лужності біо МЕЖК дизеля при аерозольному промиванні наведена на рис. 10.

Як видно із рис. 10, протягом перших двох годин промивання лужність МЕЖК суттєво знижується, однак після цього спостерігається деяке її зростання при наступному промиванні протягом 1-2 год. В подальшому на 4-5 год. промивання лужність МЕЖК поступово зменшується до рівня, нижчого 5 мг КОН/кг. Результуюча лужність МЕЖК зменшується приблизно в 2 рази, при чому спостерігається тенденція до її зниження протягом довшого часу промивання.

При дрібнокраплинному промиванні (турбулізатор DC-31) протягом 5 год. результуюча лужність МЕЖК лише наближається до стандартного значення 5 мг/кг, тоді як при середньокраплинному (турбулізатор DC-33) і крупнокраплинному (турбулізатор DC-56) на 5 годині промивання сягає значення 3,5-4 мг/кг при однакових початкових значеннях, що відповідає теоретичним розрахункам.

При очищенні МЕЖК залишаються відходи: 15-20% сирого гліцерину від виходу МЕЖК і приблизно 2,5% соапстоку, які важко піддаються утилізації. Так, при врожайності ріпаку 25 ц/га із 100 га ріпаку при переробці його насіння на МЕЖК в якості відходів залишається близько 13 т сирого гліцерину і 2,2 т соапстоку у складі 14,5 т промивної води. Утилізацію цих відходів доцільно здійснювати шляхом їх використання в якості косубстратів для біогазових установок, що збільшить вихід біогазу із субстрату на основі гною ВРХ майже вдвічі (з 0,7 л/кг СОР до 1,4 л/кг СОР).

Висновки

Із трьох досліджуваних способів промивання біодизеля для практичного використання можна

рекомендувати аерозольний спосіб, причому середньо- і крупнокраплинне промивання необхідно здійснювати протягом не менше як 4-5 год., тоді як дрібнокраплинне – протягом довшого часу.

Список літератури

1. *Высоцкий С. П., Бут Д. Н.* Применение сорбентов для очистки биодизельного топлива. Збірник наукових праць Луганського національного аграрного університету. 2008. № 81. С. 230-233.
2. *Alovert M.* Biodiesel homebrew guide: everything you need to know to make quality alternative diesel fuel out of waste restaurant fryer oil. US: M. Alovert, 2007. 115 p.
3. *Atadashi I. M., Aroua M. K., AbdulAziz A. R., Sulaiman N. M. N.* Refining technologies for the purification of crude biodiesel. *Applied Energy*. 2011. Vol. 88, Issue 12. P. 4239-4251. doi: 10.1016/j.apenergy.2011.05.029.
4. *Nakpong P., Wootthikanokkhan S.* Roselle (*Hibiscus sabdariffa* L.) oil as an alternative feedstock for biodiesel production in Thailand. *Fuel*. 2010. Vol. 89, Issue 8. P. 1806-1811. doi: 10.1016/j.fuel.2009.11.040.
5. *Saleh J., Tremblay A. Y., Dube M. A.* Glycerol removal from biodiesel using membrane separation technology. *Fuel*. 2010. Vol. 89, Issue 9. P. 2260-2266. doi: 10.1016/j.fuel.2010.04.025.
6. *Cao P., Dubé M. A., Tremblay A. Y.* High-purity fatty acid methyl ester production from canola, soybean, palm, and yellow grease lipids by means of a membrane reactor. *Biomass Bioenergy*. 2008. Vol. 32, Issue 11. P. 1028-1036. doi: 10.1016/j.biombioe.2008.01.020.
7. *Hameed B. H., Lai L. F., Chin L. H.* Production of biodiesel from palm oil (*Elaeis guineensis*) using heterogeneous catalyst: an optimized process. *Fuel Processing Technology*. 2009. Vol. 90, Issue 4. P. 606-610. doi: 10.1016/j.fuproc.2008.12.014.
8. *Jaruwat P., Sangkorn K., Mali H.* Management of

biodiesel wastewater by the combined processes of chemical recovery and electrochemical treatment. *Energy Conversion and Management*. 2010. Vol. 51. Issue 3. P. 531-537. doi: 10.1016/j.enconman.2009.10.018.

9. *Высоцкий С. П., Багмет В. А.* Очищение биодизельного топлива с использованием ионообменной смолы. *Вісник Донецької національної академії будівництва і архітектури*. 2016. №4 (120). С. 104-107.

10. *Wall J., Van Gerpen J., Thompson J.* Soap glycerine removal from biodiesel using waterless processes. *Transactions of the Asabe*. 2011. Vol. 54. Issue 2. P. 535-541.

11. *Banga S., Varshney P. K.* Effect of impurities on performance of biodiesel: a review. *Journal of scientific and industrial research*. 2010. Vol. 69. P. 575-579.

12. *Manique M. C., Onorevoli B., Lacerda L. V., Alves A. K., Bergmann C. P.* Evaluation of a methodology of biodiesel purification: study of the contaminant removal capacity. *Biofuels-UK*. 2016. Vol. 7. Issue 2. P. 155-161. doi: 10.1080/17597269.2015.1122473.

13. *Плаксин Ю. М., Малахов Н. Н., Ларин В. А.* Процессы и аппараты пищевых производств: учебник. Москва. Колос. 2009. 760 с.

14. *Fadhil A. B., Abdulahad W. S.* Production of chicken fat ethyl esters via optimized protocols with dry washing by silica gel. *International Journal of Green Energy*. 2016. Vol. 13. Issue 6. P. 538-545. doi: 10.1080/15435075.2014.962034.

15. *da Silva S.R., de Albuquerque, N.J.A. de Albuquerque N. J. A., de Almeida R. M., de Abreu F. C.* Synthesis and characterization of silica-based aldehyde chitosan hybrid material for biodiesel purification. *Materials*. 2017. Vol. 10. Issue 10. Article Number: 1132. doi: 10.3390/ma10101132.

16. *Predojevic Z. J.* The production of biodiesel from waste frying oils: A comparison of different purification steps. *Fuel*. 2008. Vol. 87. Issue 17-18. P. 3522-3528. doi: 10.1016/j.fuel.2008.07.003.

17. *Шуцкий И. В., Галузинский О. Г.* Этанол – новое направление компании. *Цукор України*. 2008. № 1. С. 8-15.

18. *Casas A., Ramos M. J., Perez A.* Adsorption equilibrium and kinetics of methyl acetate/methanol and methyl acetate/water mixtures on zeolite 5A. *Chemical Engineering Journal*. 2013. Vol. 220. P. 337-342. doi: 10.1016/j.cej.2013.01.042.

19. *de Paula A. J. A., Krugel M., Miranda J. P., Rossi L. F. D., Neto P. R. D.* Use of clays for purification of biodiesel. *Quimica Nova*. 2011. Vol. 34. Issue 1. P. 91-95. doi: 10.1590/S0100-40422011000100018.

20. *Savaliya M. L., Dhorajiya B. D.* Current trends in separation and purification of fatty acid methyl ester. *Separation and purification reviews*. 2015. Vol. 44. Issue 1. P. 28-40. doi: 10.1080/15422119.2013.872126.

21. *Баландина А. Г., Хангильдин Р. И., Ибрагимов И. Г., Мартышева В. А.* Развитие мембранных технологий и возможность их применения для очистки сточных вод предприятий химии и нефтехимии. *Нефтегазовое дело. Электронный научный журнал*. 2015. №5. P. 336-375. URL.: http://ogbus.ru/issues/5_2015/ogbus_5_2015_p336-375_BalandinaAG_ru.pdf (дата обращения: 31.01.2018).

31.01.2018).

References

1. *Vysotsky S. P., But D. N.* (2008). The use of sorbents for the purification of biodiesel. *Collection of scientific works of the Lugansk National Agrarian University*. 81. 230-233.

2. *Alovert M.* (2007). Biodiesel homebrew guide: everything you need to know to make quality alternative diesel fuel out of waste restaurant fryer oil. *US. M. Alovert*. 115.

3. *Atadashi I. M., Aroua M. K., Abdul Aziz A. R., Sulaiman N. M. N.* (2011). Refining technologies for the purification of crude biodiesel. *Applied Energy*. 88(12). 4239-4251. doi: 10.1016/j.apenergy.2011.05.029.

4. *Nakpong P., Wootthikanokkhan S.* (2010). Roselle (*Hibiscus sabdariffa* L.) oil as an alternative feedstock for biodiesel production in Thailand. *Fuel*. 89(8). 1806-1811. doi: 10.1016/j.fuel.2009.11.040.

5. *Saleh J., Tremblay A. Y., Dube M. A.* (2010). Glycerol removal from biodiesel using membrane separation technology. *Fuel*. 89(9). 2260-2266. doi: 10.1016/j.fuel.2010.04.025.

6. *Cao P., Dubé M. A., Tremblay A. Y.* (2008). High-purity fatty acid methyl ester production from canola, soybean, palm, and yellow grease lipids by means of a membrane reactor. *Biomass Bioenergy*. 32(11). 1028-1036. doi: 10.1016/j.biombioe.2008.01.020.

7. *Hameed B. H., Lai L. F., Chin L. H.* (2009). Production of biodiesel from palm oil (*Elaeis guineensis*) using heterogeneous catalyst: an optimized process. *Fuel Processing Technology*. 90(4). 606-610. doi: 10.1016/j.fuproc.2008.12.014.

8. *Jaruwat P., Sangkorn K., Mali H.* (2010). Management of biodiesel wastewater by the combined processes of chemical recovery and electrochemical treatment. *Energy Conversion and Management*. 51(3). 531-537. doi: 10.1016/j.enconman.2009.10.018.

9. *Vysotsky S. P., Bagmet V. A.* (2016). Purification of biodiesel using ion exchange resin. *Bulletin of the Donetsk National Academy of Civil Engineering and Architecture*. 4 (120). 104-107.

10. *Wall J., Van Gerpen J., Thompson J.* (2011). Soap glycerine removal from biodiesel using waterless processes. *Transactions of the Asabe*. 54(2). 535-541.

11. *Banga S., Varshney P. K.* (2010). Effect of impurities on performance of biodiesel: a review. *Journal of scientific and industrial research*. 69. 575-579.

12. *Manique M. C., Onorevoli B., Lacerda L. V., Alves A. K., Bergmann C. P.* (2016). Evaluation of a methodology of biodiesel purification: study of the contaminant removal capacity. *Biofuels-UK*. 7(2). 155-161. doi: 10.1080/17597269.2015.1122473.

13. *Plaksin Yu. M., Malakhov N. N., Larin V. A.* (2009). Processes and equipment for food production. Moscow. Russia. Kolos. 760.

14. *Fadhil A. B., Abdulahad W. S.* (2016). Production of chicken fat ethyl esters via optimized protocols with dry washing by silica gel. *International Journal of Green Energy*. 13(6). 538-545. doi: 10.1080/15435075.2014.962034.

15. *da Silva S. R., de Albuquerque N. J. A., de Almeida R. M., de Abreu F. C.* (2017). Synthesis and characterization of silica-based aldehyde chitosan hybrid material for biodiesel purification. *Materials*. 10(10). Article Number 1132. doi: 10.3390/ma10101132.

16. *Predojevic Z. J.* (2008). The production of biodiesel from waste frying oils: a comparison of different purification steps. *Fuel*. 87(17-18). 3522-3528. doi: 10.1016/j.fuel.2008.07.003.

17. *Shutsky I. V., Galuzinsky O. G.* (2008). Ethanol - a new direction of the company. *Sugar Ukraine*. 1. 8-15.

18. *Casas A., Ramos M. J., Perez A.* (2013). Adsorption equilibrium and kinetics of methyl acetate/methanol and methyl acetate/water mixtures on zeolite 5A. *Chemical Engineering Journal*. 220. 337-342. doi: 10.1016/j.cej.2013.01.042.

19. *de Paula A. J. A., Krugel M., Miranda J. P., Rossi L. F. D., Neto P. R. D.* (2011). Usa of clays for purification of biodiesel. *Quimica Nova*. 34(1). 91-95. doi: 10.1590/S0100-40422011000100018.

20. *Savaliya M. L., Dhorajiya B. D.* (2015). Current trends in separation and purification of fatty acid methyl ester. *Separation and purification reviews*. 44(1). 28-40. doi: 10.1080/15422119.2013.872126.

21. *Balandina A. G., Hangildin R. I., Ibragimov I. G., Martyasheva V. A.* (2015). The development of membrane technologies and the possibility of their use for wastewater treatment of chemical and petrochemical enterprises. *Oil and gas business*. 5. 336-375. Retrieved from http://ogbus.ru/issues/5_2015/ogbus_5_2015_p336-375_BalandinaAG_ru.pdf.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЛАЖНОЙ ОЧИСТКИ БИОДИЗЕЛЯ

*В. Н. Полищук, Д. А. Дерев'яно, С. Е. Тарасенко,
Е. А. Антипов*

Аннотация. Эффективность влажной очистки метиловых эфиров жирных кислот (МЭЖК), которые еще называют биодизелем, исследовалась при проведении объемного, пузырькового и аэрозольного промывания. Объемное промывание МЭЖК проводилось с помощью лопастной мешалки с тремя лопастями на валу и четырехлопастный мешалки с наклонными лопастями. Частота вращения вала лопастной мешалки составляла 100, 200, 300 и 400 об./мин., четырехлопастный мешалки с наклонными лопастями – 200, 350, 500, 650 об./мин. Пенное промывание МЭЖК осуществлялось при расходе воздуха 20 и 60 л/час. при температуре МЭЖК 20, 40 и 60°C. Для экспериментального исследования аэрозольной промывки МЭЖК применялись турбулизаторы трех типов: DC-31-CER с одним отверстием, DC-33-CER с двумя отверстиями и DC-56-CER с четырьмя отверстиями. Время проведения опытов составило 4 часа. Отбор проб МЭЖК для определения его щелочности осуществлялся через каждый час. Также через каждый час происходила замена загрязненной воды на чистую.

Объемное промывание в течение четырех часов неудовлетворительно освобождает МЭЖК от цитрата калия. При пенной промывке МЭЖК с расходом

воздуха 20 л/мин. его щелочность в течение 1-2 ч. барботирования снижается в 2-3 раза. Дальнейшее барботирование нецелесообразно, поскольку щелочность при этом не снижается, а растет. При расходе воздуха 60 л/ч. на протяжении 3-4 часа. барботирования щелочность МЭЖК снижается в 4,5 раза, однако в дальнейшем наблюдается некоторый ее рост. Результирующая щелочность МЭЖК при аэрозольной его промывке уменьшается примерно в 2 раза, причем наблюдается тенденция к ее снижению в течение длительного времени промывания.

Из трех исследуемых способов промывания МЭЖК для практического использования можно рекомендовать аэрозольный способ, причем средне- и крупнокапельное промывание необходимо осуществлять в течение не менее 4-5 ч., тогда как мелкокапельное – в течение длительного времени.

Ключевые слова: биодизель, метиловые эфиры жирных кислот, МЭЖК, влажная очистка, объемная, пенная, аэрозольная промывка, крупнокапельная и мелкокапельная промывки

STUDY OF EFFICIENCY OF WET CLEANING OF BIODIESEL

*V. M. Polishchuk, D. A. Derevianko, S. Ye. Tarasenko,
Ye. O. Antypov*

Abstract. The efficiency of wet purification of fatty acid methyl esters (FAME), also called biodiesel, was investigated by volumetric, bubble and aerosol washing. Volumetric washing of MEZhK was performed using a paddle stirrer with three blades on the shaft and a four-bladed stirrer with inclined blades. The frequency of rotation of the shaft of the paddle stirrer was 100, 200, 300 and 400 rpm, four-bladed stirrer with inclined blades – 200, 350, 500, 650 rpm Foam washing of FAME was carried out at an air consumption of 20 and 60 l/hr. at temperatures of FAME 20, 40 and 60°C. Three types of turbulizers were used for the experimental study of aerosol washing of FAME: DC-31-SER with one hole, DC-33-SER with two holes and DC-56-SER with four holes. The time of the experiments was 4 hours. Sampling of FAME for determination of its alkalinity was carried out every hour. Also, contaminated water was replaced with clean water every hour.

Volumetric washing for four hours unsatisfactorily releases FAME from potassium citrate. at foam washing of FAME with an air consumption of 20 l/min. its alkalinity for 1-2 hours bubbling is reduced by 2-3 times. Further bubbling is impractical, because the alkalinity does not decrease, but increases. At an air consumption of 60 l/hr. for 3-4 years. bubbling alkalinity FAME decreases by 4.5 times, but in the future there is some increase. The resulting alkalinity of FAME at its aerosol washing decreases approximately in 2 times, at what the tendency to its decrease during longer time of washing is observed.

Of the three studied methods of FAME washing, the aerosol method can be recommended for practical use, and medium- and large-drop washing should be carried out for at least 4-5 hours, while small-drop - for a longer time.

Key words: biodiesel, fatty acid methyl esters, FAME, wet cleaning, volume, foam, aerosol washing, large-drop and small-drop washing

В. М. Поліщук ORCID 0000-0002-9654-9051.

Д. А. Дерев'янюк ORCID 0000-0001-8487-2153.

С. Є. Тарасенко ORCID 0000-0002-4829-0559.

Є. О. Антипов ORCID 0000-0003-0509-4109.

УДК 621.436: 534.833.004

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОПТИМІЗАЦІЇ ПАРАМЕТРІВ ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСІВ МАШИН ДЛЯ ЛІСОТЕХНІЧНИХ РОБІТ

Л. Л. Тітова

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: l_titova@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.
Бібл. 27, рис. 2, табл. 5.

Анотація. В статті проведено дослідження оптимізації параметрів виробничих процесів машин для лісотехнічних робіт. Методи планування експериментів і оптимізації придатні для комп'ютерного моделювання виробничих процесів машин для лісотехнічних робіт. Для більшості з них багаторазово проводити натурні експерименти неможливо або недоцільно, але в точках плану можна реалізувати обчислювальний експеримент. Попередньо повинна бути сформована математична модель, що дозволяє для заданих сполучень значень обраних на етапі планування експерименту керуючих факторів, отримувати значення функції відгуку. Потім можна використовувати статистичні методи для побудови регресійної моделі, за допомогою якої можна планувати і досліджувати виробничий процес. Зокрема, стає можливим знаходити параметри процесу, що відповідають значенням функції відгуку, близьким до оптимальних.

Математичні моделі, що описують основні параметри лісотехнічного процесу, заснованого на підключенні додаткового обладнання на «відстаючих» операціях. Виникає задача оцінки ефективності лісотехнічних робітного процесу.

Ключові слова: математична модель, оптимізація, параметр, машини для лісотехнічних робіт, виробничий процес, продуктивність.

Постановка проблеми

Сучасне програмне забезпечення для статистичної обробки даних надає користувачеві інструменти для планування експериментів [1], регресійного [2], дисперсійного [3], факторного [4], проведення параметричних [5] і непараметричних процедур [6]. В програмах реалізована велика кількість існуючих статистичних методів в поєднанні із засобами візуалізації даних і створення звітів [7]. Всі програми забезпечені довідковим матеріалом [8].

Серед виробничих процесів машин для лісотехнічних робіт можна виділити ті [9], які складаються з ряду операцій, для виконання кожної з яких використовуються спеціальні машини та

обладнання [10], причому є можливість варіації складу і черговості виконання виробничих операцій [11], а також обладнання, що використовується [12]. Для ефективної реалізації таких процесів слід визначити види і черговість операцій, а використовуване обладнання розглядати як єдину систему [13]. Процеси подібного виду будемо називати виробничими процесами зі змінним складом устаткування або з варіабельними комплектами обладнання [14].

Варіабельність – мінливість, різноманітність, розкид або міра відхилення від «оптимуму» [15]. Саме зміну називають варіацією або варіантом [16]. Варіабельність, тобто мінливість властива всім природним явищам, всім технічним і технологічним процесам, а також всім відомим організаційним структурам [17].

Аналіз останніх досліджень

Побудова математичної моделі досліджуваного процесу, що дозволяє визначити цільову функцію оптимізації планування лісотехнічних робітних процесів [18]. Лісотехнічних робітні процеси складаються з ряду операцій, між кожною парою суміжних операцій створюються запаси ресурсів [19]. Необхідно визначити режими функціонування комплектів машин так, щоб для кожної пари операцій розмір запасу підтримувався між страховим і гарантійним рівнями [20]. В основу побудови математичних моделей покладено підхід до організації лісотехнічних робітного процесу, заснований на підключенні додаткового обладнання на «відстаючих» операціях [21]. Він дозволяє продуктивність комплекту машин наблизити до продуктивності ведучої машини [22].

При розробці лісотехнічної операції виділяють наступні періоди роботи машин для лісотехнічних робіт: створення запасу (t_1), його поповнення і споживання, до (t_2) і після (t_3) підключення додаткових машин, вироблення запасу (t_4). Лісотехнічних робітні роботи можуть проходити протягом одного місяця, двох і більше [23]. Величина страхового запасу розраховується з врахуванням

характеристик лісотехнічної операції і вимог техніки безпеки [24]. Між валанням і трелюванням повинна дотримуватися п'ятдесятиметрова зона безпеки, а між трелюванням і обрізанням сучків, розкряжуванням і навантаженням – тридцятиметрова (таблиця 2).

У таблиці 2 використані такі умовні позначення:

Z_{Γ} – об'єм гарантійного запасу, м³;

Z_C – об'єм страхового запасу, м³;

Z_{cp} – середній запас деревини на гектарі, м³;

L_{cp} – довжина зони безпеки, при валці

бензопилами - 50 м, при валці машинами – 200..250 м;

B – ширина зони безпеки, м;

Z_{TX} – технологічний об'єм запасу між операціями, м³;

Z_{TH} – технічний об'єм запасу між операціями, м³;
 P_i – змінна продуктивність основних машин на i -й операції, м³;

Q_{max} – максимальний обсяг вироблення машин на одній з операцій, м³;

T_{3M} – тривалість зміни, год.;

$K_{T\Gamma i}, K_{T\Gamma s}$ – коефіцієнти технічної готовності i -ї і s -ї машини відповідно.

Формули для розрахунку часу виконання технологічних операцій представлені в таблиці 3. Більш докладно з процедурою їх виведення можна ознайомитися в джерелах [24, 25].

Таблиця 1. Розрахункові періоди розробки лісосік.

Table 1. Estimated periods of logging development.

Кількість місяців	Місяць	Розрахунковий період розробки лісотехнічної операції (T_{Π} , дні)
Один	перший	$T_{\Pi} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$
Два	перший	$T_{\Pi} = t_1 + t_2 + t_3$
	другий	$T_{\Pi} = t_2 + t_3 + t_4$
Більше двох	перший	$T_{\Pi} = t_1 + t_2 + t_3$
	другий-передостанній	$T_{\Pi} = t_2 + t_3$
	останній	$T_{\Pi} = t_2 + t_3 + t_4$

Таблиця 2. Математичні моделі об'ємів запасів.

Table 2. Mathematical models of inventory volumes.

Вид запасу		Розрахункові формули
Страховий		$Z_C = Z_{TX} + Z_{TH}$
Технологічний між операціями	валка і трелювання	$Z_{TX} = \frac{L_{cp} \cdot B \cdot Z_{cp}}{10000}$
	трелювання і обрізки сучків, обрізки сучків і навантаження	$Z_{TX} = P_i \cdot T_n$
Технічний		$Z_{TH} = Q_{max} (2 - (K_{T\Gamma i} + K_{T\Gamma s})) T_{3M}$
Організаційний		$Z_0 = Z_{\Gamma} - Z_C$

Таблиця 3. Математичні моделі режимів роботи машин для лісотехнічних робіт.

Table 3. Mathematical models of operating modes of machines for forestry works.

Розрахунковий період	Порівняння норм вироблення машин на суміжних операціях	Час створення запасу	Час поповнення і споживання запасу	Час роботи додаткових машин	Час вироблення запасу
Перший місяць	$Q_i < Q_s$	$t_1 = \frac{Z_{\Gamma}}{Q_i}$	$t_2 = \frac{Z_{\Gamma} - Z_C}{Q_{max} - Q_i}$	$t_3 = \frac{(T_{\Pi} \cdot Q_i - Q_{max}) \cdot (Q_{max} - Q_i)}{Q_i \cdot Q_{Di}}$	-
	$Q_i > Q_s$	$t_1 = \frac{Z_C}{Q_i}$	$t_2 = \frac{Z_{\Gamma} - Z_C}{Q_{max} - Q_s}$	$t_3 = \frac{(T_{\Pi} \cdot Q_{max} - Z_{\Gamma}) \cdot (Q_{max} - Q_s)}{Q_{max} \cdot Q_{Ds}}$	-
Другий-передостанній місяць	$Q_i < Q_s$	-	$t_2 = \frac{Z_{\Gamma} - Z_C}{Q_{max} - Q_i}$	$t_3 = \frac{T_{\Pi} \cdot (Q_{max} - Q_i)}{Q_{Di}}$	-
	$Q_i > Q_s$	-	$t_2 = \frac{Z_{\Gamma} - Z_C}{Q_{max} - Q_s}$	$t_3 = \frac{T_{\Pi} \cdot (Q_{max} - Q_i)}{Q_{Ds}}$	-
Останній місяць	$Q_i < Q_s$	-	$t_2 = \frac{Z_{\Gamma} - Z_C}{Q_{max} - Q_i}$	$t_3 = \frac{(T_{\Pi} \cdot Q_{max} - Z_{\Gamma}) \cdot (Q_{max} - Q_i)}{Q_{max} \cdot Q_{Di}}$	$t_4 = \frac{Z_{\Gamma}}{Q_s}$
	$Q_i > Q_s$	-	$t_2 = \frac{Z_{\Gamma} - Z_C}{Q_{max} - Q_s}$	$t_3 = \frac{(T_{\Pi} \cdot Q_s - Z_{\Gamma}) \cdot (Q_{max} - Q_s)}{Q_s \cdot Q_{Ds}}$	$t_4 = \frac{Z_C}{Q_s}$

Умовні позначення:

$i(s)$ - номер попередньої (наступної) операції;

$Q_{\max}, (Q_{\min})$ - максимальний (мінімальний) обсяг вироблення машин для лісотехнічних робіт на одній з операцій, m^3 ;

$Q_i (Q_i = P_i \cdot N_i \cdot S)$ - обсяг вироблення основних машин для лісотехнічних робіт на i -й операції, m^3 ;

$Q_s (Q_s = P_s \cdot N_s \cdot S)$ - обсяг вироблення основних машин для лісотехнічних робіт на s -й операції, m^3 ;

$Q_i^D = Q_i + Q_{Di}$ - рівень, до якого збільшується обсяг вироблення (Q_i) на i -й операції після

підключення додаткової машини з обсяг вироблення Q_{Di} , m^3 ;

$Q_s^D = Q_s + Q_{Ds}$ - рівень, до якого збільшується обсяг вироблення (Q_s) на s -й операції після підключення додаткової машини з обсяг вироблення Q_{Ds} , m^3 .

Висновок математичних моделей для розрахунку об'ємів гарантійних запасів (таблиця 4) заснований на використанні виразів таблиць 1, 3 [26, 27].

Таблиця 4. Математичні моделі об'єму гарантійного запасу машин для лісотехнічних робіт.

Table 4. Mathematical models of the warranty stock of machines for forestry work.

Розрахунковий період лісотехнічних робіт	Порівняння норм вироблення машин на суміжних операціях	Граничний запас, із врахуванням максимального вироблення комплекту машин для лісотехнічних робіт
Перший місяць	$Q_i < Q_s$	$Z_{\Gamma} = \frac{[T_{\Pi} \cdot (Q_i^D - Q_{\max}) \cdot (Q_{\max} - Q_i) + Z_C \cdot Q_i] \cdot Q_{Di}}{(Q_i^D - Q_{\max}) \cdot (Q_{\max} - Q_i) + Q_i \cdot Q_{Di}}$
	$Q_i > Q_s$	$Z_{\Gamma} = \frac{(T_{\Pi} \cdot Q_{\max} - Z_C) \cdot (Q_{\max} - Q_s) \cdot (Q_s^D - Q_{\max}) + Z_C \cdot Q_{\max} \cdot Q_{Ds}}{Q_{\max} \cdot Q_{Ds}}$
Другий-передостанній місяць	$Q_i < Q_s$	$Z_{\Gamma} = \frac{T_{\Pi} \cdot (Q_{\max} - Q_i) \cdot (Q_i^D - Q_{\max}) + Z_C \cdot Q_{Di}}{Q_{Di}}$
	$Q_i > Q_s$	$Z_{\Gamma} = \frac{T_{\Pi} \cdot (Q_{\max} - Q_s) \cdot (Q_s^D - Q_{\max}) + Z_C \cdot Q_{Ds}}{Q_{Ds}}$
Останній місяць	$Q_i < Q_s$	$Z_{\Gamma} = \frac{Q_{\max} \cdot [T_{\Pi} \cdot (Q_{\max} - Q_i) \cdot (Q_i^D - Q_{\max}) + Z_C \cdot Q_{Di}]}{(Q_{\max} - Q_i) \cdot (Q_i^D - Q_{\max}) + Q_{\max} \cdot Q_{Di}}$
	$Q_i > Q_s$	$Z_{\Gamma} = \frac{(T_{\Pi} \cdot Q_s - Z_C) \cdot (Q_{\max} - Q_s) \cdot (Q_s^D - Q_{\max}) + Z_C \cdot Q_s \cdot Q_{Ds}}{Q_s \cdot Q_{Ds}}$

При складанні таблиці 4 використовувалися умовні позначення:

P_a - змінна продуктивність машин на вивезенні, m^3 ;

N_i, N_s - число основних машин (на i -й і s -й операціях);

P_i, P_s - змінна продуктивність основних машин на i -й і s -й, m^3 ; N_{Di} - число додаткових машин;

P_{Di} - змінна продуктивність додаткової машини, m^3 .

Мета досліджень

Мета досліджень - оптимізація параметрів виробничих процесів машин для лісотехнічних робіт.

Результати досліджень

Використовуючи формули, представлені в таблицях 1-4, відбувається визначення режимів роботи комплектів машин для лісотехнічних робіт, організація лісотехнічних робітного процесу протягом декількох місяців, яка дозволяє знизити тривалість виконання робіт до 30%. У разі невеликих об'ємів лісотехнічних робіт і маленьких розмірів лісосік, їх розробку можна

виконати протягом одного місяця. Тому потрібна була розробка математичних моделей при плануванні лісосічних робіт на один місяць. Розрахунок страхового запасу слід виконувати за математичними моделями таблиці 2, а розрахунок режимів роботи машин по залежностям таблиці 1. Для розрахунку об'ємів гарантійних запасів необхідно побудувати відповідні моделі для двох можливих варіантів ($Q_i = Q_{\max}$ і $Q_s = Q_{\max}$).

Перший варіант. Продуктивність машини на поточній (i) операції більше, ніж продуктивність машини наступного (s) операції ($Q_i > Q_s$ або $Q_i = Q_{\max}$).

Розрахунковий період буде дорівнює:

$$T_{\Pi} = \frac{Z_C}{Q_{\max}} + \frac{Z_{\Gamma} - Z_C}{Q_{\max} - Q_s} + \frac{Z_{\Gamma} - Z_C}{Q_s^D - Q_{\max}} + \frac{Z_C}{Q_s} \quad (1)$$

Визначимо із виразу (1) величину гарантійного запасу

$$Z_{\Gamma} = \frac{Z_C \cdot Q_{Ds} \cdot Q_s \cdot Q_{\max} + (T_{\Pi} \cdot Q_s \cdot Q_{\max} - Z_C)(Q_{\max} + Q_s)(Q_{\max} - Q_s)(Q_s^D - Q_{\max})}{Q_{Ds} \cdot Q_s \cdot Q_{\max}} \quad (2)$$

Другий варіант. Продуктивність машини для лісотехнічних робіт на поточній (i) операції менше, ніж продуктивність машини для лісотехнічних робіт наступної (s) операції ($Q_i < Q_s$ або $Q_s = Q_{\max}$). Провівши міркування, аналогічні варіанту 1, отримуємо:

$$Z_{\Gamma} = \frac{Q_i Q_{\max} (T_{\Pi} (Q_{\max} - Q_i) (Q_i^D - Q_{\max}) + Z_c \cdot Q_{Di})}{(Q_{\max} - Q_i) (Q_i^D - Q_{\max}) (Q_{\max} + Q_i) + Q_i \cdot Q_{\max} \cdot Q_{Di}} \quad (3)$$

Математичні моделі, що описують основні параметри лісотехнічних робітного процесу, заснованого на підключенні додаткового обладнання на «відстаючих» операціях. Виникає задача оцінки ефективності лісотехнічного процесу. При її вирішенні можна використовувати різні критерії: час виконання процесу, тривалість роботи машин на операціях, час роботи з підключенням додаткового устаткування і т.п. Велика частина з них визначається при плануванні лісотехнічних робіт. Якщо для оцінки використовувати економічні показники, то необхідно розрахувати витрати. Вони тісно пов'язані з витратами на паливно-мастильні матеріали, які, в свою чергу, безпосередньо залежать від енерговитрат, тобто від потужності машин і часу функціонування машин для лісотехнічних робіт.

Узагальнена формула для розрахунку часу T_{Π} роботи машин для лісотехнічних робіт на операції має вигляд:

$$T_{\Pi}^i = \begin{cases} t_1^{(i)} [1] + \sum_{j=1}^M t_{2[j]}^{(i-s)} + t_{3[j]}^{(i-s)}, \text{ якщо } i = 1 \\ t_1^{(i)} [1] + \sum_{j=1}^M t_{2[j]}^{(i-s)} + t_{3[j]}^{(i-s)} + t_4^{(i)} [M], \text{ якщо } i = \overline{2, N-1} \\ \sum_{j=1}^M t_{2[j]}^{(i-s)} + t_{3[j]}^{(i-s)} + t_4^{(i)} [M], \text{ якщо } i = N \end{cases} \quad (4)$$

де i, s – номери лісотехнічних операцій, $s = i + 1$;

j – номер місяця розробки лісотехнічних робіт;

M – число місяців в розрахунковому періоді;

N – число лісотехнічних операцій;

$t_1^{(i)} [1]$ – час створення запасу на i -й операції в першому розрахунковому місяці, змін;

$t_{2[j]}^{(i-s)}$ – час поповнення, споживання запасу між i -ю і s -ю операціями без підключення додаткового обладнання в j -у розрахунковому місяці, змін;

$t_{3[j]}^{(i-s)}$ – час поповнення, споживання запасу між i -ю і s -ю операціями з підключенням додаткового устаткування в j -у розрахунковому місяці, змін;

$t_4^{(i)} [M]$ – час вироблення запасу на s -й операції в останньому розрахунковому місяці, змін.

Сумарний час роботи лісотехнічних машин протягом усього періоду розробки лісотехнічної операції T_{Π} , днів складе:

$$T_{\Pi} = \sum_{i=1}^{N-1} t_1^{(i)} [1] + \sum_{j=1}^M \sum_{i=1}^{N-1} (t_{2[j]}^{(i-s)} + t_{3[j]}^{(i-s)}) + \sum_{i=2}^N t_4^{(i)} [M] \quad (5)$$

Тривалість робіт на парах суміжних операцій однакова і дорівнює часу розрахункового періоду, який визначається при плануванні лісотехнічних робіт. Час початку виконання технологічних операцій буде зміщено на увазі необхідність створення страхових і гарантійних запасів. На рис. 1 представлено зміщення часу початку виконання лісотехнічних операцій протягом одного місяця.

№ лісотехнічної операції

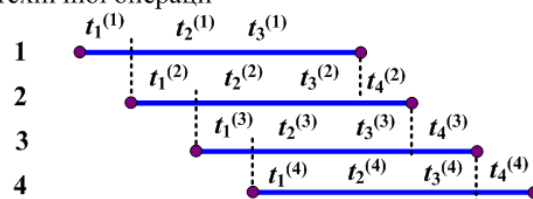


Рис. 1. Режими виконання лісотехнічних операцій при одному розрахунковому місяці.

Fig. 1. Modes of execution of forestry operations at one settlement month.

На підставі схеми, представленої на рисунку 1, отримані математичні моделі часу закінчення лісотехнічних операцій відносного початкового періоду розробки лісотехнічної операції (таблиця 5).

Таблиця 5. Математичні моделі часу закінчення лісотехнічних операцій при декількох розрахункових місяцях.

Table 5. Mathematical models of time of completion of forestry operations at several settlement places.

№ операції	Проміжок часу від початку розробки лісотехнічної операції, через який операція буде завершена
1	$T^{(1)} = t_1^{(1)} + \sum_{j=1}^M t_{2[j]}^{(1)} + t_{3[j]}^{(1)}$
2	$T^{(2)} = t_1^{(1)} + t_1^{(2)} + \sum_{j=1}^M t_{2[j]}^{(2)} + t_{3[j]}^{(2)} + t_4^{(2)} = T_{\Pi} + t_4^{(2)}$
3	$T^{(3)} = t_1^{(1)} + t_1^{(2)} + t_1^{(3)} + \sum_{j=1}^M t_{2[j]}^{(3)} + t_{3[j]}^{(3)} + t_4^{(3)} = T_{\Pi} + t_4^{(2)} + t_4^{(3)}$
4	$T^{(4)} = t_1^{(1)} + t_1^{(2)} + t_1^{(3)} + t_1^{(4)} + \sum_{j=1}^M (t_{2[j]}^{(4)} + t_{3[j]}^{(4)}) + t_4^{(4)} = T_{\Pi} + t_4^{(2)} + t_4^{(3)} + t_4^{(4)}$

Умовні позначення таблиці 5:

$T^{(i)}$ – кількість днів від початку розробки лісотехнічної операції до закінчення i -ї операції, $i = \overline{1, 4}$;

$t_1^{(i)}$ – час створення запасу на i -й операції, змін, $i = \overline{1, 4}$;

$t_{2[j]}^{(i)}$ – час поповнення, споживання запасу на i -й операції без підключення додаткового обладнання в j -у розрахунковому місяці, змін, $i = \overline{1, 4}$;

$t_{3[j]}^{(i-s)}$ – час поповнення, споживання запасу на i -й операції з підключенням додаткового устаткування в j -у розрахунковому місяці, змін, $i = \overline{1, 4}$;

$t_4^{(i)}[M]$ – час вироблення запасу на i -й операції в останньому розрахунковому місяці, змін, $i = \overline{1, 4}$.

Узагальнена формула для розрахунку проміжку часу від початку розробки лісотехнічної операції до закінчення поточної операції матиме вигляд:

$$T^{(i)} = \sum_{i=1}^N t_1^{(i)} + \sum_{i=1}^M (t_{2[j]}^{(i)} + t_{3[j]}^{(i)}) + t_4^{(i)} \quad (6)$$

Знаючи тривалість роботи машин на лісотехнічних операціях, можна знайти енерговитрати. Енерговитрати машин на i -й операції E_{ci} , кВт:

$$E_{ci} = W_i \cdot T_{\Pi}^{(i)} \quad (7)$$

де W_i – потужність двигуна лісозаготівельної машини на i -й операції, кВт.

Енерговитрати машин за весь період розробки лісотехнічної операції E_c , кВт:

$$E_c = \sum_{i=1}^N W_i \cdot T_{\Pi}^{(i)} \quad (8)$$

Отримані детерміновані аналітичні математичні моделі лісозаготівельних процесів дозволяють визначати цільову функцію експерименту. Виконаємо постановку задачі оптимізації лісотехнічних робіт. Кожна машина, яка виконує технологічні операції, має свої експлуатаційні характеристики, може виконувати одну або кілька операцій. Парк машин підприємства обмежений. Їх необхідно розподілити за операціями, щоб процес лісотехнічних робіт був оптимальним. Розміщення технічних засобів за технологічними операціями визначається видом операції (B, C, T, P), числом машин (N_m, N_d), Продуктивністю машин (P_m, P_d). У підсумку, буде визначена функція розподілу технічних засобів за операціями лісотехнічних робіт:

$$F_1 = f_1(N_m, N_d, P_m, P_d) \quad (9)$$

Графіки роботи для операторів машин залежать від специфіки підприємства. Визначається число змін роботи (S), тривалість зміни (tsm), число робочих днів у місяці (D), число працівників в зміні (chs). Функцію для складання графіків роботи робочих задамо у вигляді:

$$F_2 = f_2(S, tsm, D, chs) \quad (10)$$

Розрахунок розмірів страхового (Q_1) і гарантійного запасу (Q_2) залежить від вимог техніки безпеки, характеристик лісотехнічної операції (Q_z, Z_{cp}, L_{cp}), продуктивності машин (P_d, P_m), числа робочих днів (D). Отримуємо функції для розрахунку величин запасів:

$$Q_1 = q_1(Q_z, Z_{cp}, L_{cp}), \quad Q_2 = q_2(Q_1, P_d, P_m, D) \quad (11)$$

Необхідно так розподілити машини по операціям лісотехнічного процесу F_1 , визначити графіки роботи F_2 , розрахувати розміри запасів Q_1, Q_2 , щоб об'єм вироблення Q був максимальним, час (T) виконання всього процесу і енерговитрат (Z) були мінімальні. Цільові функції завдання, що визначають параметри виробничого процесу лісотехнічних робіт мають вигляд:

$$\begin{cases} Q = q(F_1, F_2, Q_1, Q_2) \rightarrow \max, \\ T = t(F_1, F_2, Q_1, Q_2) \rightarrow \min, \\ Z = z(F_1, F_2, Q_1, Q_2) \rightarrow \min \end{cases} \quad (12)$$

Введемо функції, що задають обмеження завдання.

В залежності від характеристики лісотехнічної операції:

$$G_1 = g_1(Q_z, Z_{cp}, L_{cp}). \quad (13)$$

В залежності від штату операторів машин:

$$G_2 = g_2(N_{cm}, S, D). \quad (14)$$

В залежності від кліматичних умов:

$$G_3 = g_3(P_a, P_d, P_m). \quad (15)$$

Залежно від парку технічних засобів:

$$G_4 = g_4(P_a, P_d, P_m, N_m, N_d). \quad (16)$$

Керуючі параметри пов'язані:

$$U = u(S, N_m, N_d, M). \quad (17)$$

Завдання ставиться до багатокритеріальної багатовимірної умовної оптимізації. В якості цільових функцій можуть виступати максимізація об'ємів вироблення, мінімізація часу роботи машин для лісотехнічних робіт, витрат на виконання операцій. У даній статті пропонується звести задачу багатокритеріальної оптимізації до задачі умовної однокритеріальної за допомогою методу головного критерію [49].

Мінімізувати:

$$Z = z(F_1, F_2, Q_1, Q_2) \quad (18)$$

при обмеженнях:

$$G_4 = g_4(P_a, P_d, P_m, N_m, N_d) \quad (19)$$

керуючих параметрах:

$$U = u(S, N_m, N_d, M) \quad (20)$$

Для вирішення поставленого завдання скористаємося комп'ютерним експериментом, методами оптимізації функцій відгуку.

Відповідно до методики комп'ютерного експерименту [22], після вибору цільової функції, виконаного в попередньому пункті, слід виділити основні елементи факторного простору. Виділимо величини, що впливають на лісотехнічні процеси. Керуючими факторами є: число змін роботи і кількість машин для лісотехнічних робіт. Параметри процесів, значення яких не можуть бути змінені дослідниками, але є можливість їх фіксації: продуктивність, потужність двигуна машин для лісотехнічних робіт, середній об'єм хлиста на лісосіці, середня відстань трелювання, вид лісових насаджень. Некеровані зовнішні впливи: величина снігового покриву та інші природно-кліматичні явища, технічний стан парку машин, людський фактор. Постійні величини в рамках дослідження: загальний запас на лісотехнічній операції, середній запас деревини на гектарі, довжина зони вирубки.

Факторний простір буде складатися з наступних підмножин:

$$X_i = \{N_i, N_{di}, S_i\} \quad (21)$$

$$\tilde{X}_j = \{P_a, P_i, P_{di}, V_s, L_t\} \quad (22)$$

$$V_l = \{V_1, V_2, \dots\} \quad (23)$$

$$C_k = \{Q_z, Z_{cp}, L_{cp}\} \quad (24)$$

де N_i – число основних машин на i -й операції;

N_{di} – число додаткових машин на i -й операції;

S_i – число змін роботи машин;

P_a – змінна продуктивність машин на вивезенні, m^3 ;

P_i – змінна продуктивність основних машин на i -й операції, m^3 ;

P_{di} – змінна продуктивність додаткових машин на i -й операції, m^3 ;

V_s – середній об'єм хлиста, m^3 ,

L_t – середня відстань трелювання, м.

V_k – вид некерованого зовнішнього впливу, $k = 1, 2$,

....

Q_z – загальний запас на лісотехнічній операції, м³;

Z_{cp} – середній запас деревини на гектарі, м³;

L_{cp} – довжина зони безпеки, м.

З названих параметрів варіювати найпростіше параметрами лісозаготівельного процесу, пов'язаними з його організацією. Виберемо в якості факторів експерименту число змін роботи машин на кожній лісотехнічній операції (S_i).

Визначення області планування експерименту. Число лісозаготівельних операцій може становити від 2 до 4. Виберемо максимально можливе число операцій: 4. Тривалість зміни може становити від 8 до 12 год. Техніко-економічні умови конкретного підприємства впливають на організацію лісотехнічних робіт, їх оплату. Наприклад, число змін роботи – 1, 2, 3, можливість врахування і оплати понаднормових годин працівникам. За основу візьмемо варіант організації робіт в одну зміну з можливістю її незначного збільшення за рахунок понаднормових годин або скорочення з метою зниження зносу техніки.

Скорочення тривалості зміни може бути пов'язано зі зменшенням часу експлуатації машин, а не скороченням робочого дня фахівців.

Визначення виду цільової функції, складання матриці планування експерименту. Виберемо витрати енергії в якості функції відгуку (рис. 2).



Рис. 2. Структурна схема об'єкта дослідження.

Fig. 2. Block diagram of the object of study.

На змінні функції відгуку будуть накладатися обмеження, присутні в якості припущень в математичній моделі, яка описує лісотехнічний процес. Вони полягають у наступному: сумарна продуктивність основних і додаткових машин на «відстаючих» операціях повинна бути більше, ніж на «провідній».

Висновки

1. Виконано математичне моделювання виробничого процесу лісотехнічних робіт із врахуванням всього комплексу спільно вироблених технологічних операцій і можливості зміни складу машин.

2. Отримано математичні моделі, що визначають цільову функцію. Використано методи математичної теорії планування експерименту в поєднанні з детермінованим і статистичним виробничого процесу лісотехнічних робіт із врахуванням непевного характеру продуктивності машин для лісотехнічних робіт при різних зовнішніх умовах.

Список літератури

1. Sergejeva N., Aboltins A., Strupule L., Aboltina B. Mathematical knowledge in elementary school and for future engineers. Proceedings of 17th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, 2018, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 17. P. 1166-1172.
2. Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D., Yezekyan T., Marinello F. Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. CIGR Journal. 2017. Vol. 19. P. 158-163.
3. Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I. Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. Environmental Chemistry Letters. 2018. Vol. 16. P. 79-84.
4. Masek J., Novak P., Jasinskas A. Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16. P. 1180-1185.
5. Rogovskii I., Grubrin O. Accuracy of converting videoendoscopy combine harvester using generalized mathematical model. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: technique and energy of APK. Kyiv, Ukraine. 2018. Vol. 298. P. 149-156. doi: 10.31548/me.2018.04.149-156.
6. Viba J., Lavendelis E. Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. In Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME, 22 April 2006. Tallinn, Estonia. P. 95-98.
7. Luo A.C.J., Guo Y. Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag, 2013. 213 p.
8. Astashev V., Krupenin V. Efficiency of vibration machines. Proceedings of 16th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16. P. 108-113.
9. Zagurskiy O., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I. Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 2018. P. 64-74.
10. Drga R., Janacova D., Charvatova H. Simulation of the PIR detector active function. Proceedings of 20th International conference on Circuits, Systems, Communications and Computers (CSCC 2016), July 14-17, 2016, E D P Sciences, 17 Ave Du Hoggar Parc D Activites Coutaboeuf Bp 112, F-91944 Cedex A, France, Vol. 76. UNSP 04036.
11. Novotny J. Technical and natural sciences teaching at engineering faculty of FPTM UJEP. Proceedings of 15th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, 2016, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 15. P. 16-20.
12. Pinzi S., Cubero-Atienza A. J., Dorado M. P. Vibro-acoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery. Journal of Sound and Vibration. 2016. Vol. 266. Issue 3. P. 407-441.

13. Rogovskii I. L. Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 3. P. 181-187.

14. Rogovskii I. L. Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 4. P. 145-150.

15. Роговський І. Л. Алгоритмічність визначення періодичності відновлення працездатності сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх ресурсу. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 1. P. 155-162.

16. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 2019. Vol. 18. P. 291-298.

17. Kalinichenko D., Rogovskii I. Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. *MOTROL. An International Quarterly Journal on Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin. 2017. Vol. 19. No 3. P. 179-184.

18. Kalinichenko D., Rogovskii I. Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. 2017. Lublin–Rzeszów. Vol. 17. No 3. P. 93-102.

19. Kalinichenko D., Rogovskii I. Method for determining time of next maintenance of combine harvesters. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. 2018. Lublin–Rzeszów. Vol. 18. No 1. P. 105-115.

20. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Аналіз систем і стратегій технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів та їх складових частин. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. Київ. 2017. Вип. 258. С. 380–390.

21. Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л. Штучні когнітивні системи в процесах технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. Київ. 2017. Вип. 262. С. 353–361.

22. Rogovskii I. L. Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. Київ. 2017. Вип. 258. С. 399-407.

23. Роговський І. Л. Методологічність виконання технологічних операцій відновлення працездатності сільськогосподарських машин при обмежених ресурсах. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. Київ. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 314–322.

24. Rogovskii Ivan. Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. *MOTROL*. Lublin. 2016. Vol. 18. No 3. P. 155–164.

25. Роговський І. Л. Модель стохастичного процесу відновлення працездатності сільськогосподарської машини в безінерційних системах із запізненням. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 3. P. 143–150.

26. Тітова Л. Л. Моделювання перехідних процесів динамічної моделі силової енергетичної установки машин для лісотехнічних робіт. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 1. P. 147-154.

27. Тітова Л. Л. Розробка способів пошуку оптимальних параметрів виробничих процесів зі змінним складом машин для лісотехнічних робіт. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 2. P. 97-104.

References

1. Sergejeva N., Aboltins A., Strupule L., Aboltina B. (2018). Mathematical knowledge in elementary school and for future engineers. *Proceedings of 17th International Scientific Conference “Engineering for rural development”*. Jelgava, Latvia, May 23-25, 2018, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. 17. 1166-1172.

2. Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D., Yezekyan T., Marinello F. (2017). Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. *CIGR Journal*. 19. 158-163.

3. Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I. (2018). Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. *Environmental Chemistry Letters*. 16. 79-84.

4. Masek J., Novak P., Jasinskas A. (2017). Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. *Proceedings of 16th International Scientific Conference “Engineering for rural development”*. Jelgava, Latvia, May 24-26, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. 16. 1180-1185.

5. Rogovskii I., Grubrin O. (2018). Accuracy of converting videoendoscopy combine harvester using generalized mathematical model. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: technique and energy of APK*. Kyiv, Ukraine. 298. 149-156. doi: 10.31548/me.2018.04.149-156.

6. Viba J., Lavendelis E. (2006). Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. In *Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME*, 22 April 2006. Tallinn, Estonia. 95-98.

7. Luo A.C.J., Guo Y. (2013). *Vibro-impact Dynamics*. Berlin: Springer-Verlag. 213.

8. Astatheev V., Krupenin V. (2017). Efficiency of vibration machines. *Proceedings of 16th International Scientific Conference “Engineering for rural development”*. Jelgava, Latvia, May 24-26, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. 16. 108-113.

9. Zagurskiy O., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I. (2018). Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 64-74.
10. Drga R., Janacova D., Charvatova H. (2016). Simulation of the PIR detector active function. Proceedings of 20th International conference on Circuits, Systems, Communications and Computers (CSCC 2016), July 14-17, 2016, E D P Sciences, 17 Ave Du Hoggar Parc D Activites Coutaboeuf Bp 112, F-91944 Cedex A, France, 76, UNSP 04036.
11. Novotny J. (2016). Technical and natural sciences teaching at engineering faculty of FPTM UJEP. Proceedings of 15th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 23-25, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering, 15. 16-20.
12. Pinzi S., Cubero-Atienza A.J., Dorado M.P. (2016). Vibro-acoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery. Journal of Sound and Vibration, 266 (3). 407-441.
13. Rogovskii I. L. (2019). Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 10(3). 181-187.
14. Rogovskii I. L. (2019). Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 10(4). 145-150.
15. Rogovskii I. L. (2020). Algorithmically determine the frequency of recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 11(1). 155-162.
16. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Engineering for Rural Development. 18. 291-298.
17. Kalinichenko D., Rogovskii I. (2014). Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. MOTROL. An International Quarterly Journal on Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin. 19(3). 179-184.
18. Kalinichenko D., Rogovskii I. (2017). Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin–Rzeszów. 17(3). 93-102.
19. Kalinichenko D., Rogovskii I. (2018). Method for determining time of next maintenance of combine harvesters. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. 18(1). 105-115.
20. Kalinichenko D. Yu., Rogovskii, I. L. (2017). Systems analysis and strategies for technical maintenance of combine harvesters and their parts. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 258. 380-390.
21. Kalinichenko D. Yu., Rogovskii, I. L. (2017). Artificial cognitive systems in the processes of technical maintenance of combine harvesters. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 262. 353-361.
22. Rogovskii I. L. (2017). Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 258. 399-407.
23. Rogovskii I. L. (2015). Metodological performance of technological operations of restoration of working capacity of agricultural mashines at limited resources. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK. Kyiv. 212(1). 314-322.
24. Rogovskii Ivan. (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Lublin. 18(3). 155-164.
25. Rogovskii I. L. (2020). Model of stochastic process of restoration of working capacity of agricultural machine in inertial systems with delay. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 11(3). 143-150.
26. Titova L. L. (2021). Simulation of transitional processes of dynamic model of power energy installation of machines for forestry works. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 12(1). 147-154.
27. Titova L. L. (2021). Methods of searching for optimal parameters of production processes with variable composition of machines for forestry technology. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 12(2). 97-104.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ МАШИН ДЛЯ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИХ РАБОТ

Л. Л. Тітова

Аннотация. В статье проведено исследование оптимизации параметров производственных процессов машин для лесотехнических работ. Методы планирования экспериментов и оптимизации пригодны для компьютерного моделирования производственных процессов машин для лесотехнических работ. Для большинства из них многократно проводить натурные эксперименты невозможно или нецелесообразно, но в точках плана можно реализовать вычислительный эксперимент. Предварительно должна быть сформирована математическая модель, позволяющая для заданных сообщений значений выбранных на этапе планирования эксперимента управляющих факторов, получать значение функции отклика. Затем можно использовать статистические методы для построения регрессионной модели, с помощью которой можно планировать и исследовать производственный процесс. В частности, становится возможным находить параметры процесса, соответствующие значениям функции отклика, близким к оптимальным.

Математические модели, описывающие основные параметры лесотехнического процесса, основанного на подключении дополнительного оборудования на «отстающих» операциях. Возникает задача оценки эффективности лесотехнических работный процесса.

Ключевые слова: математическая модель, оптимизация, параметр, машины для лесотехнических работ, производственный процесс, производительность.

MODELS OF FORMATION OF ENGINEERING
MANAGEMENT ALTERNATIVES IN METHODS
MATHEMATICAL MODEL OF OPTIMIZATION
OF PARAMETERS OF PRODUCTION PROCESSES
OF MACHINES FOR FORESTRY WORKS

L. L. Titova

Abstract. In the article the research of optimization of parameters of production processes of machines for forestry works is carried out. Experimental planning and optimization methods are suitable for computer modeling of production processes of machines for forestry work. For most of them it is impossible or impractical to conduct field experiments repeatedly, but at the points of the plan it is possible to implement a computational experiment. A mathematical model must be formed in advance, which allows to obtain the values of the response function for the given combinations of values selected at the planning stage of the experiment of control factors. You can then use statistical methods to build a regression model that can be used to plan and study the production process. In particular, it becomes possible to find process parameters that correspond to the values of the response function close to optimal.

Mathematical models that describe the basic parameters of the forestry process, based on the connection of additional equipment on "lag" operations. There is a problem of estimating the efficiency of forestry work process.

Key words: mathematical model, optimization, parameter, machines for forestry work, production process, productivity.

Л. Л. Тітова ORCID 0000-0001-7313-1253.

УДК 631.372:617-07

ДІАГНОСТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ – ШЛЯХ ДО ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОЇ ГОТОВНОСТІ КОМБАЙНІВ ТА СКОРОЧЕННЯ ЗАТРАТ НА ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ І РЕМОНТ

В. В. Яременко, А. Г. Куценко, М. Г. Березовий, О. М. Черниш

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: yaremenko@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.

Бібл. 11, рис. 2, табл. 0.

Анотація. Обґрунтовано важливість діагностування гідравлічних приводів для підвищення технічної готовності комбайнів та скороченні затрат на технічне обслуговування і ремонт. Приведено методичний підхід та результати дослідження по створенні системи технічного діагностування гідравлічного приводу рульового керування комбайнів. Встановлено перелік та нормативні значення діагностичних параметрів (номінальні, допустимі, граничні). Проведено аналіз фізичних процесів, які відбуваються при функціонуванні гідроприводу. Встановлено характер зміни структурних параметрів гідроагрегатів та їх вплив на експлуатаційні показники працездатності рульового керування комбайнів. Дана оцінка обґрунтованих діагностичних параметрів, які характеризують загальний технічний стан гідравлічного приводу рульового керування та окремо гідроагрегатів і їх елементів. Визначено доцільність застосування того чи іншого діагностичного параметра використовуючи такі критерії: достовірність технічного діагностування; трудомісткість (тривалість) діагностування; пристосованість об'єкта до діагностування; універсальність та вартість засобів технічного діагностування; повнота та глибина діагностування.

Ключові слова: діагностування, гідравлічний привод, структурні параметри, технічне діагностування, ремонт, технічне обслуговування.

вирощеного врожаю [2]. Роботи по заготівлі кормів та збиранню коренеплодів мають проводитись в оптимальні строки, щоб не допустити погіршення якості зібраної продукції та втрат [3]. Однією з причин збільшення тривалості збиральних робіт є недостатньо висока надійність комбайнів, що призводить до їх простоїв по причині усунення несправностей [4]. Тривалість простоїв комбайнів на проведення робіт по технічному обслуговуванню та усуненню несправностей досягає 0,5–0,6 годин на кожну годину чистої роботи комбайна [3, 5]. Значна частина тривалості простоїв пов'язана з усуненням несправностей гідравлічних приводів комбайнів. Близько 24% відмов, від загальної кількості відказів по комбайну, припадає на гідравлічні приводи [4, 6]. Надійність роботи комбайнів в значній мірі залежить від рівня технічного сервісу [5, 7-11].

Мета досліджень

Підвищити технічну готовність сільськогосподарських комбайнів та зменшити затрати на технічне обслуговування та ремонт. Провести аналіз фізичних процесів, які відбуваються при функціонуванні гідроприводу. Встановити характер зміни структурних параметрів гідроагрегатів та їх вплив на експлуатаційні показники працездатності рульового керування комбайнів.

Постановка проблеми

Оптимальна тривалість збирання зернових культур, при якій втрати зерна колосових культур не повинні перевищувати 2,5% від вирощеного врожаю, складає 7–10 днів [1].

Аналіз останніх досліджень

Збільшення тривалості збирання може призвести до значних втрат, які досягають 20–30% від

Результати досліджень

Підвищенню надійності роботи гідравлічних приводів комбайнів сприяє своєчасне виявлення на ранніх стадіях розвитку та усунення несправностей. Це досягається шляхом створення та реалізації системи технічного діагностування гідравлічних приводів, в якій забезпечується взаємодія об'єкта та засобів діагностування з вирішенням наступних питань: обґрунтуванням виду та призначення систем діагностування; аналізу фізичних процесів, які проходять в об'єкті діагностування з метою

встановлення механізмів виникнення та ознак проявлення пошкоджень і дефектів; встановлення переліку та нормативних значень діагностичних параметрів, які характеризують технічний стан гідроагрегатів; розробка засобів діагностування та алгоритмів пошуку несправностей.

Такий методичний підхід реалізовано при створенні системи діагностування гідравлічного приводу рульового керування комбайнів.

Найбільш доцільним, на даному етапі, для гідравлічного приводу рульового керування є використання функціонального виду діагностування з визначенням як загального технічного стану так і локально окремих агрегатів, використовуючи переносний комплект механічних зовнішніх засобів діагностування.

Основним призначенням системи діагностування є пошук несправностей та визначення технічного стану гідроагрегатів і прогнозування терміну подальшої їх експлуатації.

Аналіз фізичних процесів, які відбуваються при функціонуванні гідроприводу проведено з використанням діагностичної моделі (рис. 1).

Для цього конкретний гідравлічний привод рульового керування умовно розбивається на структурні блоки, якими можуть бути: бак робочої рідини (Б); насос живлення (Н); насос-дозатор (НД); гідроциліндри (Ц); керовані колеса (КК).

Структурно-функціональна модель будується для таких режимів роботи рульового керування: рух комбайна прямолінійно або криволінійно з фіксованим радіусом повороту; поворот керованих коліс з різною швидкістю при рухомому і нерухомому комбайні; поворот комбайна при працюючому і непрацюючому насосі живлення.

Кожний блок структурно-функціональної моделі характеризується дією зовнішніх і внутрішніх входних та вихідних параметрів.

Кожний з представлених в діагностичній моделі параметрів для конкретного режиму функціонування гідроприводу відповідає кількісному значенню згідно з технічними вимогами на виготовлення гідроагрегатів та їх елементів. Зміна цих параметрів в процесі експлуатації гідроприводу призводить до порушення робочого процесу, що характеризується різними видами несправностей.

Для встановлення характеру зміни структурних параметрів гідроагрегатів та їх вплив на експлуатаційні показники працездатності рульового керування комбайнів проведено експериментальні дослідження.

Було відібрано комплекти гідроагрегатів рульового керування з різною ступеню спрацювання.

З комплектами гідроагрегатів проведено випробування по параметрах згідно з технічними вимогами на виготовлення.

Після випробувань гідроагрегати розбирались і проводилось визначення зміни структурних параметрів (розмірів) поверхонь деталей, які спрацьовувались в процесі експлуатації. Результати вимірювань (мікрометражу) оброблялись згідно з існуючими методиками.

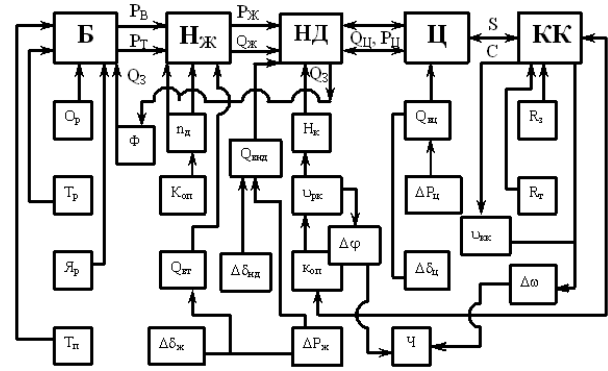


Рис. 1. Діагностична модель гідравлічного приводу рульового керування комбайна; Б – бак; НЖ – насос підживлення; НД – насос-дозатор; Ц – гідроциліндри; КК – керовані колеса; Т_п – температура повітря; Т_р – температура робочої рідини; О_р – рівень робочої рідини в баку; Я_р – якість робочої рідини; Ф – фільтр; Q_з – злив робочої рідини в бак; P_в, P_т – тиск або вакуум в усмоктувальній магістралі; Q_ж, P_ж – подача і тиск робочої рідини на виході насоса живлення; n_д – частота обертання колінчастого вала двигуна; K_{оп} – команда оператора; Q_{вт}, Q_{нд}, Q_ц – втрата робочої рідини в насосі живлення, насос-дозаторі та гідроциліндрах; Δδ_{нд}, Δδ_ц, Δδ_ж – зазори в спрацюваннях деталей насоса живлення, насос-дозаторі та гідроциліндрах; ΔP_ж, ΔP_ц – перепад тиску робочої рідини в спрацюваннях насоса живлення та гідроциліндрах; N_к – насос-мотор керування; ω_{рк} – швидкість повороту рульового колеса; Δφ – приріст кута повороту рульового колеса; Ч – чутливість рульового керування; Δψ – приріст кута повороту керованих коліс; Q_ц, P_ц – подача та тиск робочої рідини в порожнинах гідроциліндрів; S, C – переміщення та зусилля штоків гідроциліндрів; ω_{кк} – швидкість повороту керованих коліс; P_з – зовнішній опір повертання коліс; P_т – опір тертя в механізмах

Fig. 1. Diagnostic model of the hydraulic drive of the steering of the combine; B – tank; NJ – feed pump; ND – dosing pump; C – hydraulic cylinders; QC – steered wheels; TP – air temperature; TR – temperature of the working fluid; PR – the level of working fluid in the tank; NR – the quality of the working fluid; F – filter; QC – drain the working fluid into the tank; RV, RT – pressure or vacuum in the suction line; QJ, RZ – supply and pressure of the working fluid at the outlet of the feed pump; nD – engine crankshaft speed; KOP – operator's command; QBT, BND, BIC – loss of working liquid in the power supply pump, the dosing pump and hydraulic cylinders; DND, Ts, Zh – gaps in conjugations of details of the power pump, the pump batcher and hydraulic cylinders; PJ, PIC – pressure drop of working liquid in couplings of the power supply pump and hydraulic cylinders; NK - pump-control motor; RK – steering wheel rotation speed; F – increase in the angle of rotation of the steering wheel; H – sensitivity of the steering; FF – increase in the angle of rotation of the steered wheels; QTs, RC – supply and pressure of working liquid in cavities of hydraulic cylinders; S, C – displacement and force of the hydraulic cylinder rods; KK – speed of rotation of steered wheels; RH – external resistance to wheel rotation; RT – frictional resistance in mechanisms

На рисунку 2 представлено залежність об'ємного коефіцієнта корисної дії (η) насоса НШ10 від загального зазору (δ_3) в спраженнях корпус–головки зубців шестерень, підшипник-торці зубців шестерень, підшипник-вал шестерні, корпус-підшипник та наробітку комбайна.

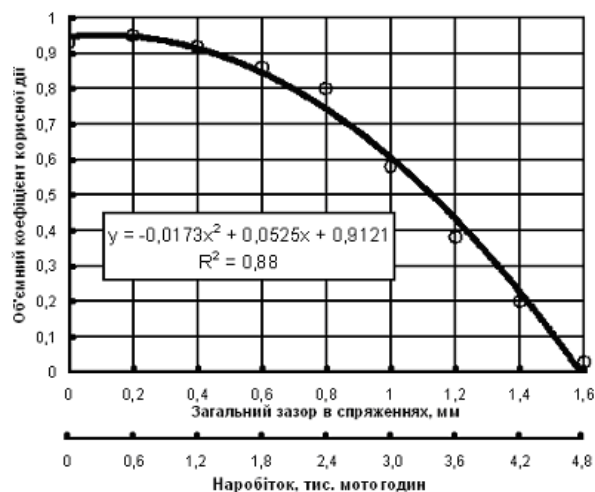


Рис. 2. Залежність об'ємного коефіцієнта корисної дії (η) насоса НШ10 від загального зазору (δ_3) в спраженнях корпус–головки зубців шестерень, підшипник-торці зубців шестерень, підшипник-вал шестерні, корпус–підшипник та наробітку комбайна: $y(x)$ – рівняння регресії; R^2 – імовірність апроксимації; $\Delta P = 10$ МПа – перепад тиску робочої рідини в спраженнях

Fig. 2. Dependence of the volumetric efficiency (η) of the pump NSh10 on the total clearance (δ_3) in the couplings of the housing-head of the gear teeth, the bearing-ends of the gear teeth, the bearing-shaft of the gear, the housing-bearing and the combine operating time: $y(x)$ – regression equation; R^2 is the probability of approximation; $\Delta P = 10$ MPa – the pressure drop of the working fluid in the couplings

Спрацювання поверхонь деталей призводить до збільшення зазорів в спраженнях, що спричиняє ріст втрат робочої рідини в насосі.

Об'ємний коефіцієнт корисної дії насоса НШ-10 визначався в результаті ділення фактичної подачі робочої рідини на теоретичну подачу при відповідній частоті обертання приводного вала, номінальних значеннях тиску та температури. Спрацювання поверхонь деталей призводить до збільшення зазорів в спраженнях, що і обумовлює зниження ОККД насоса.

За даними експериментальних досліджень втрати робочої рідини в спраженні “корпус – золотник” розподільника насоса-дозатора складають близько 90% від загальних втрат робочої рідини в насосі-дозаторі і можуть досягати 18 л/хв.

Втрати робочої рідини в спраженнях деталей підсилювача потоку, запобіжного та запірних клапанів, силових гідроциліндрів змінюються в процесі експлуатації в незначних межах (0,05–0,06 л/хв) і при проведенні технічного обслуговування можуть приводитись майже до номінальних значень

шляхом виконання регулювальних та очисних операцій, а також заміною ущільнення.

Для встановлення впливу зміни структурних параметрів на основні експлуатаційні показники працездатності рульового керування комбайнів, які регламентуються відповідними стандартами [6], проведено експериментальні дослідження. Повні комплекти гідроагрегатів рульового керування комбайна з різною ступінню спрацювання поверхонь деталей встановлювались на експериментальну установку, на якій створювались та контролювались такі параметри: частота обертання приводного вала шестеренного насоса живлення; подача насоса живлення та насоса-дозатора; тиск та температура робочої рідини; швидкість обертання рульового колеса; тривалість повного переміщення поршнів гідроциліндрів, яка відповідає повному повороту керованих коліс з одного крайнього положення в інше; швидкість скочвання рульового колеса; швидкість переміщення поршнів гідроциліндрів; навантаження на штоки гідроциліндрів; втрата робочої рідини в гідроагрегатах та їх спраженнях

Випробування проводились на робочій рідині, яка передбачена заводом-виробником для конкретного комбайна. Режими навантаження та температура робочої рідини створювались в межах передбачених нормативною документацією на гідроагрегати та комбайни. В процесі проведення експериментальних досліджень давалась оцінка обґрунтованих діагностичних параметрів, які характеризують загальний технічний стан гідралічного приводу рульового керування та окремо гідроагрегатів і їх елементів. При визначенні доцільності застосування того чи іншого діагностичного параметра використовувались такі критерії: достовірність технічного діагностування; трудомісткість (тривалість) діагностування; пристосованість об'єкта до діагностування; універсальність та вартість засобів технічного діагностування; повнота та глибина діагностування.

За результатами досліджень встановлено перелік та нормативні значення діагностичних параметрів (номінальні, допустимі, граничні).

Номінальні значення діагностичних параметрів відповідають номінальним значенням параметрів технічного стану нових гідроагрегатів згідно технічним вимогам заводів-виготовлювачів. Граничні значення діагностичних параметрів відповідають такому технічному стану гідроагрегатів, при якому подальша експлуатація комбайнів неможлива виходячи з вимог безпеки руху та економічної ефективності. Допустимі значення діагностичних параметрів визначалися за існуючими методиками [7] виходячи з того, що вони відповідають такому технічному стану гідроагрегата, при якому даний агрегат має можливість безвідмовно працювати встановлений термін часу до наступного діагностування:

$$P_d = P_0 - \frac{P_f - P_0}{\left(1 + \frac{T_2}{T_1}\right)^a},$$

де P_d – допустиме значення відхилення діагностичного параметра;

P_0 – максимальне (номінальне) значення діагностичного параметра для нового агрегату;

P_T – граничне значення діагностичного параметра;

T_2 – нормативне значення доремонтного ресурсу агрегату;

T_1 – нормативне значення періодичності діагностування;

α – показник динаміки спрацювання агрегату.

Для вимірювання обґрунтованих діагностичних параметрів розроблено комплекти засобів і технологія їх застосування.

Пошук несправностей здійснюється за розробленими алгоритмами.

Висновки

1. Застосування розробленої системи технічного діагностування гідравлічних приводів рульового керування комбайнів забезпечує доведення коефіцієнта готовності гідроагрегатів до 0,85–0,90, а також на 20–25 % збільшення використання їх ресурсу.

2. Тривалість експрес-діагностування гідравлічного приводу рульового керування складає в середньому біля 5 хвилин, а повне діагностування з використанням зовнішніх засобів технічного діагностування складає близько 30 хвилин.

3. Достовірність технічного діагностування гідравлічного приводу рульового керування при заданій глибині пошуку місця несправності знаходиться в межах 90–95 %.

Список літератури

1. Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D., Yezekyan T., Marinello F. Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. *CIGR Journal*. 2017. Vol. 19. P. 158-163.

2. Rogovskii I. L. Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 1. P. 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.

3. Rogovskii I., Titova L., Ohienko M., Snezhko O., Nadtochiy O., Raiss F., Berezova L. Methodology of engineering management of agrotechnics of grain production by agricultural enterprises. Monograph. Opole. The Academy of Management and Administration in Opole. 2021. ISBN 978-83-66567-37-5. 214 p.

4. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2021. Vol. 4. Issue 7(112). P. 41-49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.

5. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of

engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 2019. Vol. 18. P. 291-298.

6. ГОСТ 28174-89 (СТ СЭВ 6266-88). Тракторы и сельскохозяйственные машины. Объемный гидропривод рулевого управления. Общие технические требования.

7. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. Vol. 6 (7-108). P. 71-79. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217747.

8. СОУ 29.3-37-438: 2006. Техніка сільськогосподарська. Діагностичне забезпечення гідравлічних приводів. Загальні технічні вимоги.

9. Luo A.C.J., Guo Y. *Vibro-impact Dynamics*. Berlin: Springer-Verlag, 2013. 213 p.

10. Rogovskii I. L. Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 3. P. 181-187.

11. John Deere Harvester Works. ТМ 2702. Тестирование и диагностика комбайнов 9400, 9500, 9600. Техническое руководство. Напечатано в США, язык русский. 1997. 2219 p.

References

1. Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D., Yezekyan T., Marinello F. (2017). Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. *CIGR Journal*. 19. 158-163.

2. Rogovskii I. L. (2021). Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 12(1). 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.

3. Rogovskii I., Titova L., Ohienko M., Snezhko O., Nadtochiy O., Raiss F., Berezova L. (2021). Methodology of engineering management of agrotechnics of grain production by agricultural enterprises. Monograph. Opole. The Academy of Management and Administration in Opole. ISBN 978-83-66567-37-5. 214.

4. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. (2021). Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 4(7(112)). 41-49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.

5. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 18. 291-298.

6. GOST 28174-89 (ST CMEA 6266-88). Tractors and agricultural machinery. Volumetric hydraulic steering. General technical requirements.

7. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. (2020). Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating

machines for technological purpose. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 6 (7-108). 71-79. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217747.

9. Luo A.C.J., Guo Y. (2013). Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag. 213.

10. Rogovskii I. L. (2019). Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 10(3). 181-187.

11. John Deere Harvester Works. TM 2702. Testing and diagnostics of combines 9400, 9500, 9600. Technical manual. Printed in the USA, Russian, 1997. 2219.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ – ПУТЬ К ПОВЫШЕНИЮ ТЕХНИЧЕСКОЙ ГОТОВНОСТИ КОМБАЙНОВ И СОКРАЩЕНИИ ЗАТРАТ НА ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ

В. В. Яременко, А. Г. Куценко, Н. Г. Березовый, О. Н. Черныш

Аннотация. Обосновано важность диагностирования гидравлических приводов для повышения технической готовности комбайнов и сокращения затрат на техническое обслуживание и ремонт. Приведен методический подход и результаты исследований по созданию системы диагностирования гидравлического привода рулевого управления комбайнов. Установлен перечень и нормативные значения диагностических параметров (номинальные, допустимые, предельные). Проведен анализ физических процессов, происходящих при функционировании гидропривода. Установлен характер изменения структурных параметров гидроагрегатов и их влияние на эксплуатационные показатели работоспособности рулевого управления и отдельных элементов. Определено важность использования того или иного диагностического параметра используя следующие критерии: достоверность технического диагностирования; трудоёмкость диагностирования; приспособленность объекта к диагностированию; универсальность и стоимость средств технического диагностирования; полнота и глубина диагностирования.

Ключевые слова: диагностирование, гидравлический привод, структурные параметры, техническая диагностика, ремонт, техническое обслуживание.

DIAGNOSING OF HYDRAULIC DRIVES – ON WAY TO INCREASE OF TECHNICAL READINESS OF COMBINES AND REDUCTION OF EXPENSES ON TECHNICAL SERVICE

V. V. Yaremenko, A. H. Kutsenko, M. H. Berezovyi, O. M. Chernysh

The RESUME. The importance of diagnosing hydraulic drives to increase the technical readiness of combines and reduce maintenance and repair costs is substantiated. The methodical approach and results of research on creation of system of technical diagnostics of a hydraulic drive of a steering of combines are resulted. The list and normative values of diagnostic parameters

(nominal, admissible, limit) are established. The analysis of physical processes that occur during the operation of the hydraulic drive is carried out. The character of change of structural parameters of hydraulic units and their influence on operational indicators of working capacity of steering of combines is established. The estimation of the proved diagnostic parameters which characterize the general technical condition of the hydraulic drive of a steering and separately hydraulic units and their elements is given. The expediency of application of this or that diagnostic parameter is determined using the following criteria: reliability of technical diagnosis; complexity (duration) of diagnosis; suitability of the object for diagnosis; universality and cost of technical diagnostics; completeness and depth of diagnosis.

Key words: diagnostics, hydraulic drive, structural parameters, technical diagnostics, repair, maintenance.

В. В. Яременко ORCID 0000-0002-3271-6287.

А. Г. Куценко ORCID 0000-0003-1808-6773.

М. Г. Березовий ORCID 0000-0001-9221-9787.

О. М. Черныш ORCID 0000-0001-6173-0259.

УДК 532.526.2

АНАЛІТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІЧНОГО ПОГРАНИЧНОГО ШАРУ НА ПОВЕРХНІ ЗА ЛАМІНАРНОГО РЕЖИМУ ОБТІКАННЯ

В. Т. Дмитрів, М. М. Микийчук, Т. В. Дмитрів

Національний університет «Львівська політехніка», Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: Dmytriv_V@ukr.net.

*Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.
Бібл. 15, рис. 3, табл. 0.*

Анотація. Для вирішення задач проектування систем, що працюють в Ньютонівських середовищах в режимі обтікання поверхонь, необхідно знати характеристики руху середовищ на поверхнях обтікання. Це дозволить розрахувати втрати енергії на транспортування середовищ та силові характеристик переміщення об'єктів таких середовищах.

В роботі наведено аналітичну модель дотичних напружень, які створюються на поверхнях обтікання в динамічному ламінарному пограничному шарі. Середовище обтікання прийнято Ньютонівським. Для універсальності результатів моделювання швидкості по товщині ламінарного пограничного шару і дотичних напружень на поверхні обтікання, проведено у відносних параметрах. Співвідношення товщини пограничного шару y/δ взято в межах $\approx 0...1$, відношення швидкостей на межі і в пограничному шарі $- v_x/v_0 = 0...1$, число Маха за умови ламінарного пограничного шару $- 0,0001...0,1$.

Отримано розподіл швидкості по товщині пограничного шару і дотичні напруження. Характер зміни дотичних напружень по товщині пограничного шару від ≈ 0 до $20 \cdot 10^{-21}$ є лінійним і залежить від числа Маха. Змінюються дотичні напруження безпосередньо на поверхні обтікання від $704,4 \text{ ЕПа}$ до $704,4 \text{ ППа}$ за чисел Маха від $0,1$ до $0,0001$.

Розроблені аналітичні залежності швидкості і дотичних напружень дозволяють моделювати динамічні характеристики по товщині ламінарного пограничного шару на поверхні обтікання для Ньютонівських середовищ.

Ключові слова: пограничний шар, ламінарний потік, дотичні напруження, число Маха, швидкість, динамічна в'язкість.

Постановка проблеми

В задачах реалізації адаптивних систем керування виникає проблема аналітичної ідентифікації параметрів процесу. Такі систем характеризуються процесами, на параметри яких одночасно впливають декілька факторів, що характеризують технологічний процес. Обтікання поверхні ньютонівським

середовищем із швидкістю, змінною в часі, на поверхні обтікання утворюється динамічний пограничний шар. В межах цього динамічного пограничного шару швидкість потоку змінюється від нуля на поверхні тіла обтікання до швидкості невимушеного потоку. В роботі розглянуто вплив параметрів транспортування ньютонівських середовищ і їх характеристик на динамічні параметри пограничного шару за ламінарного режимів руху. Для динамічної характеристики і якісних параметрів процесу (передачі енергії, теплопровідності і ін.) необхідно знати характеристику дотичних напружень у пограничному шарі, його товщину і інших динамічних параметрів.

Дослідження характеристик пограничного шару на поверхнях обтікання, які підпорядковуються законам Ньютона (Ньютонівські середовища) є актуальним завданням для різних сфер приладобудування та задач прикладної механіки. Критерієм оцінки є дотичні напруження і розподіл швидкості в пограничному шарі, що безпосередньо впливає на втрати енергії (втрати тиску) при руху об'єкту в середовищі.

Аналіз останніх досліджень

Швидкість у пограничному шарі і його товщина впливають на дотичні напруження, які виникають у процесі потоку середовища, та коефіцієнт тертя, який характеризує втрати тиску. Квазістаціонарне напруження зсуву у пограничному шарі біля стінки визначають шляхом обчислення коефіцієнта тертя при миттєвому числі Рейнольдса [1]. Дотичні напруження зсуву залежать від товщини пограничного шару, а також від характеру руху, що не є однозначним за турбулентного і пульсуючого (вимушена турбулентність) режимів руху [2].

Часто досліджуючи втрати тиску використовують для розрахунків емпіричні залежності коефіцієнтів тертя, що не завжди відповідають фізиці процесу транспортування середовища і не характеризують пограничний шар та напруження, які безпосередньо впливають на втрати тиску [3].

Ряд дослідників уточнюють емпіричні рівняння, отримані експериментально для конкретних інтервалів чисел Рейнольдса [4-7], або існуючі залежності коефіцієнтів тертя для рідин - використовують для газів і для двофазних потоків [8], що спотворює точність розрахункових даних. В цих рівняннях відсутні параметри пограничного шару і дотичні напруження, які виникають між шарами.

За результатами експериментів розраховують емпіричні рівняння для визначення коефіцієнтів тертя на інтервалі всього ряду числа Рейнольдса [9], або проводять апроксимацію експериментальних даних для отримання емпіричного рівняння визначення коефіцієнтів тертя, особливо для двофазних потоків (рідина і газ) [10; 11]. Апроксимовані емпіричні залежності коефіцієнту тертя при використанні для чисел Рейнольдса, відмінних від експерименту, дають значну похибку у розрахунках, яка досягає до 10 %. А при переході з рідинних потоків на газові, використання таких емпіричних залежностей неприпустимо із-за зміни фізики процесу. Тоді оцінка параметрів пограничного шару за мінімальної похибки їх значень не відповідає реальному процесу.

Найбільш розповсюдженим методом дослідження параметрів пограничного шару є числовий метод дослідження на основі рівнянь Нав'є-Стокса [12; 13]. Дані рішення рівнянь мають також наближений результат із-за обмеження початкових умов, які як правило застосовуються для турбулентного надзвукового режиму руху середовища.

Розгляд проблеми динамічного аналізу пограничного шару на поверхні обтікання показав, що розв'язок аналітичної моделі дотичних напружень на поверхнях обтікання не розглянуто за ламінарного руху Ньютонівських середовищ.

Мета досліджень

Метою досліджень є аналітичне моделювання дотичних напружень на поверхні обтікання Ньютонівським середовищем за динамічного ламінарного пограничного шару.

Результати досліджень

Промодельовано пограничний шар за ламінарного й турбулентного режимів руху ньютонівської рідини у гнучкому трубопроводі, де визначено швидкість в товщину пограничного шару [14].

Для забезпечення оптимального режиму руху об'єкту, що обтікається середовищем необхідно визначити дотичні напруження на поверхні обтікання динамічним пограничним шаром.

Розглянемо поверхню обтікання у вигляді площини твердого покриття, непроникної (рис. 1). Швидкість потоку v_0 є сталою на інтервалі часу t . На самій поверхні пластини швидкість потоку рівна «нулю»: $v_0 = 0$ за $y = 0$. Товщину пограничного шару умовно позначимо δ . Вісь X паралельна поверхні і співнапрямлена з напрямком вектора обтікання поверхні середовищем. Вісь Y перпендикулярна до

поверхні обтікання. В пограничному шарі буде справедлива умова [15]:

$$\frac{\partial v_x}{\partial y} \neq 0 \text{ за } y < \delta,$$

і зовнішній потік, де:

$$\frac{\partial v_x}{\partial y} = 0, v_x = v_0 \text{ поза шаром } y \geq \delta.$$

В пограничному шарі сили, які виникають із-за в'язкості середовища обтікання і сили інерції є співрозмірними.

Розглянемо рух середовища на поверхні обтікання тільки в одному напрямку ординати X . Рівняння руху середовища обтікання і нерозривності потоку будуть мати вигляд [15]:

$$v_x \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} = 0. \quad (2)$$

Рівняння дотичних напружень має вигляд [15]:

$$\tau_{\text{тер}} = \mu \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y}. \quad (3)$$

Диференціюємо рівняння (3), попередньо поділивши його на ρ :

$$\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \tau_{\text{тер}}}{\partial y} = \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}. \quad (4)$$

Підставимо отриману залежність (4) в рівняння (1):

$$v_x \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \cdot \frac{\partial v_x}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \tau_{\text{тер}}}{\partial y}, \quad (5)$$

і інтегруємо рівняння (5) в межах від $y = 0$ до $y = \delta$, позначивши умовно праву частину рівняння (5), як:

$$I_{\text{ІНТ}} = I_1 + I_2 = -\frac{1}{\rho} \cdot \int_0^\delta \frac{dp}{dx} dy + \frac{1}{\rho} \cdot \int_0^\delta d\tau_{\text{тер}}. \quad (6)$$

Інтегруємо перший член рівняння (6):

$$I_1 = -\frac{1}{\rho} \cdot \int_0^\delta \frac{dp}{dx} dy = -\frac{1}{\rho} \left[\left(y \cdot \frac{dp}{dx} \right) \Big|_0^\delta - \int_0^\delta y \cdot \frac{d^2 p}{dx^2} \right] \approx 0.$$

Аналіз результату інтегрування I_1 показує, що градієнт тиску на поверхні обтікання наближається до «нуля».

Другий член залежності (6) інтегруємо так:

$$I_2 = \frac{1}{\rho} \cdot \int_0^\delta d\tau_{\text{тер}} = \frac{1}{\rho} \cdot (\tau_{\text{тер}}|_{y=\delta} - \tau_{\text{тер}}|_{y=0}) \approx -\frac{1}{\rho} \cdot \tau_{\text{тер.С}}, \quad (7)$$

де $\tau_{\text{тер.С}}$ – дотичне напруження на поверхні обтікання за умови $y = 0$.

З рівняння нерозривності потоку (2) визначаємо v_y :

$$v_y = - \int_0^y \frac{\partial v_x}{\partial x} \cdot dy. \quad (8)$$

Підставимо вираз (8) у рівняння (5) в його ліву частину:

$$I_{\text{ІНТ}} = \int_0^\delta v_x \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} \cdot dy - \int_0^\delta \left(\int_0^y \frac{\partial v_x}{\partial x} \cdot dy \right) \cdot dv_x. \quad (9)$$

Для зручності, берем інтеграл з виразу (9) – крайній правий:

$$\int_0^\delta \left(\int_0^y \frac{\partial v_x}{\partial x} \cdot dy \right) \cdot dv_x = v_x \cdot \int_0^y \frac{\partial v_x}{\partial x} \cdot dy \Big|_0^\delta - \int_0^\delta v_x \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} \cdot dy = v_0 \cdot \int_0^\delta \frac{\partial v_x}{\partial x} \cdot dy - \int_0^\delta v_x \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} \cdot dy = \int_0^\delta (v_0 - v_x) \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} \cdot dy. \quad (10)$$

Результат інтегрування (10) підставимо у вираз (9), отримаємо:

$$I_{\text{INT}} = \int_0^\delta v_x \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} \cdot dy - \int_0^\delta (v_0 - v_x) \cdot \frac{\partial v_x}{\partial x} \cdot dy = - \int_0^\delta \frac{\partial}{\partial x} \cdot (v_x \cdot (v_0 - v_x)) \cdot dy = - \frac{\partial}{\partial x} \cdot \int_0^\delta (v_x \cdot (v_0 - v_x)) \cdot dy. \quad (11)$$

Враховуючи залежності (11) і (7), рівняння (5) буде:

$$\rho \cdot \frac{\partial}{\partial x} \cdot \int_0^\delta (v_x \cdot (v_0 - v_x)) \cdot dy = \tau_{\text{тер.с}}, \quad (12)$$

де v_0 – швидкість на межі пограничного шару, за умови $y = 0$.

Для розв'язку рівняння (12) задаємо функцію розподілу швидкості у пограничному шарі на площині обтікання. Вважаємо, що швидкість, за ламінарного режиму руху обтікання площинної поверхні, в пограничному шарі змінюється по траєкторії (рис. 1), яку можна описати кубічним рівнянням.

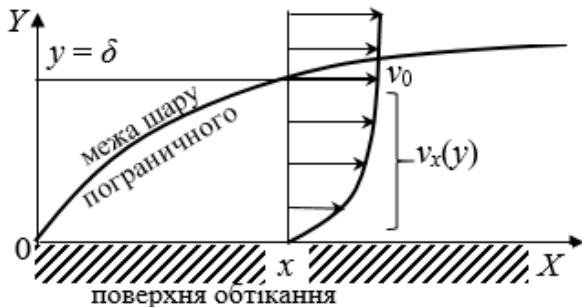


Рис. 1. Розподіл швидкостей на поверхні обтікання за ламінарного пограничного шару.

Fig. 1. Distribution of velocities on the streamlined surface at the laminar boundary layer.

Тоді:

$$v_x = a + b \cdot y + c \cdot y^2 + m \cdot y^3. \quad (13)$$

Коефіцієнти a , b , c , m визначаємо із граничних умов:

- 1) на поверхні площини обтікання: $y = 0$, $v_x = 0$, підставляємо у рівняння (13), отримуємо, що $a = 0$;
 - 2) за $y = 0$, $v_x = 0$, $v_y = 0$, відповідно $\partial^2 v_x / \partial y^2 = 0$;
- Диференціюємо два рази рівняння (13):

$$\frac{\partial v_x}{\partial y} = b + 2c \cdot y + 3m \cdot y^2;$$

$$\frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} = 2c + 6m \cdot y = 0, \Rightarrow c = 0.$$

Тоді з рівняння (13) отримаємо за $a = 0$ і $c = 0$:

$$v_x = b \cdot y + m \cdot y^3. \quad (14)$$

Враховуємо початкові умови:

- 1) $y = 0$, $v_x = 0$, $\partial v_x / \partial y = 0$;

$$b + 3m \cdot y^2 = 0, b = -3m \cdot y^2;$$

- 2) $y = \delta$, $v_x = v_0$:

$$v_0 = -3m \cdot \delta^3 + m \cdot \delta^3, b = \frac{3}{2} \cdot \frac{v_0}{\delta}.$$

Враховуючи рівняння (14), характер зміни швидкості в ламінарному пограничному шарі по його висоті на поверхні обтікання описується рівнянням:

$$v_x = v_0 \cdot \frac{3\delta^2 \cdot y - y^3}{2\delta^3};$$

або

$$v_0 = v_x \cdot \frac{2\delta^3}{3\delta^2 \cdot y - y^3}. \quad (15)$$

Враховуємо рівняння (15) в залежності (12):

$$\rho \cdot \frac{\partial}{\partial x} \int_0^\delta \left(v_x \left(v_x \cdot \frac{2\delta^3}{3\delta^2 \cdot y - y^3} - v_x \right) \right) dy = \tau_{\text{тер.с}}$$

або

$$\rho \cdot \frac{\partial}{\partial x} \int_0^\delta \left(v_x^2 \cdot \frac{2\delta^3}{3\delta^2 \cdot y - y^3} - v_x^2 \right) dy = \tau_{\text{тер.с}}. \quad (16)$$

Інтегруємо рівняння (16), отримаємо:

$$\rho \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left(v_x^2 \left(\frac{1}{3} \ln \frac{3\delta^2 - y^2}{y^2} + y \right) \right) = \tau_{\text{тер.с}} + C_1, \quad (17)$$

$$\rho \int_{v_x(y)}^{v_0(\delta)} \partial \left(v_x^2 \left(\frac{1}{3} \ln \frac{3\delta^2 - y^2}{y^2} + y \right) \right) = \int_0^x (\tau_{\text{тер.с}} + C_1) dx.$$

Враховуючи початкові умови $y = \delta$, $v_x = v_0$, після інтегрування рівняння (17), отримаємо: $C_1 = -\tau_{\text{тер.с}}$. Відповідно після інтегрування рівняння (17) отримаємо залежність для моделювання швидкості ламінарного пограничного шару за умови, що градієнт тиску на поверхні обтікання наближається до «нуля»:

$$v_x = v_0 \cdot \sqrt{\frac{1,231 \cdot \delta}{y + \frac{1}{3} \cdot \delta \cdot \ln \frac{3\delta^2 - y^2}{y^2}}}. \quad (18)$$

Для розроблення аналітичної моделі дотичного напруження на в ламінарному пограничному шарі на поверхні обтікання візьмем диференціал першого порядку виразу (18):

$$\frac{dv_x}{dy} = \frac{1,231}{\delta} \cdot \frac{v_0^2}{v_x} \cdot \frac{\delta}{3} \cdot \left(\frac{y}{3\delta^2 - y^2} + \frac{1}{y} \right) - 1 \cdot \left(\frac{y}{\delta} + \frac{1}{3} \cdot \ln \frac{3\delta^2 - y^2}{y^2} \right)^2. \quad (19)$$

Враховуючи рівняння (19) і (3), дотичні напруження будуть визначатись залежністю:

$$\tau_{\text{тер}} = \mu \cdot \frac{1,231}{\delta} \cdot \frac{v_0^2}{v_x} \cdot \frac{\delta}{3} \cdot \left(\frac{y}{3\delta^2 - y^2} + \frac{1}{y} \right) - 1 \cdot \left(\frac{y}{\delta} + \frac{1}{3} \cdot \ln \frac{3\delta^2 - y^2}{y^2} \right)^2, \quad (20)$$

де $\tau_{\text{тер}}$ – дотичні напруження на поверхні обтікання в

ламінальному пограничному шарі, H/m^2 ; μ – динамічна в'язкість середовища обтікання, $H\cdot c/m^2$; v_0 – швидкість потоку середовища обтікання на зовнішній межі пограничного шару, m/c ; v_x – швидкість середовища обтікання по висоті пограничного шару (19), m/c ; δ – товщина пограничного шару, m ; y – координата товщини пограничного шару, m .

Проведено моделювання швидкості по висоті ламінарного пограничного шару і дотичних напружень на поверхні обтікання у відносних параметрах. Для врахування співвідношення товщини пограничного шару і координати y приймемо відношення y/δ в межах $y/\delta \approx 0 \dots 1$, відношення швидкостей на межі і по товщині пограничного шару – $v_x/v_0 = 0 \dots 1$, число Маха за умови ламінарного пограничного шару – $M = 0,0001 \dots 0,1$. За результатами моделювання побудовано графічні залежності (рис. 2 і рис. 3).

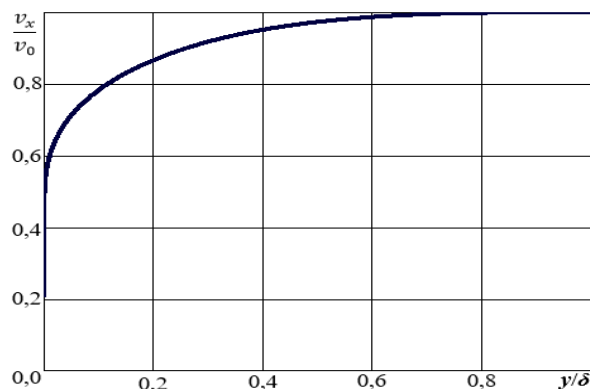


Рис. 2. Графік відносної швидкості потоку повітря в ламінальному пограничному шарі на площинній поверхні обтікання.

Fig. 2. Graph of the relative velocity of airflow in the laminar boundary layer on the planar streamlined surface.

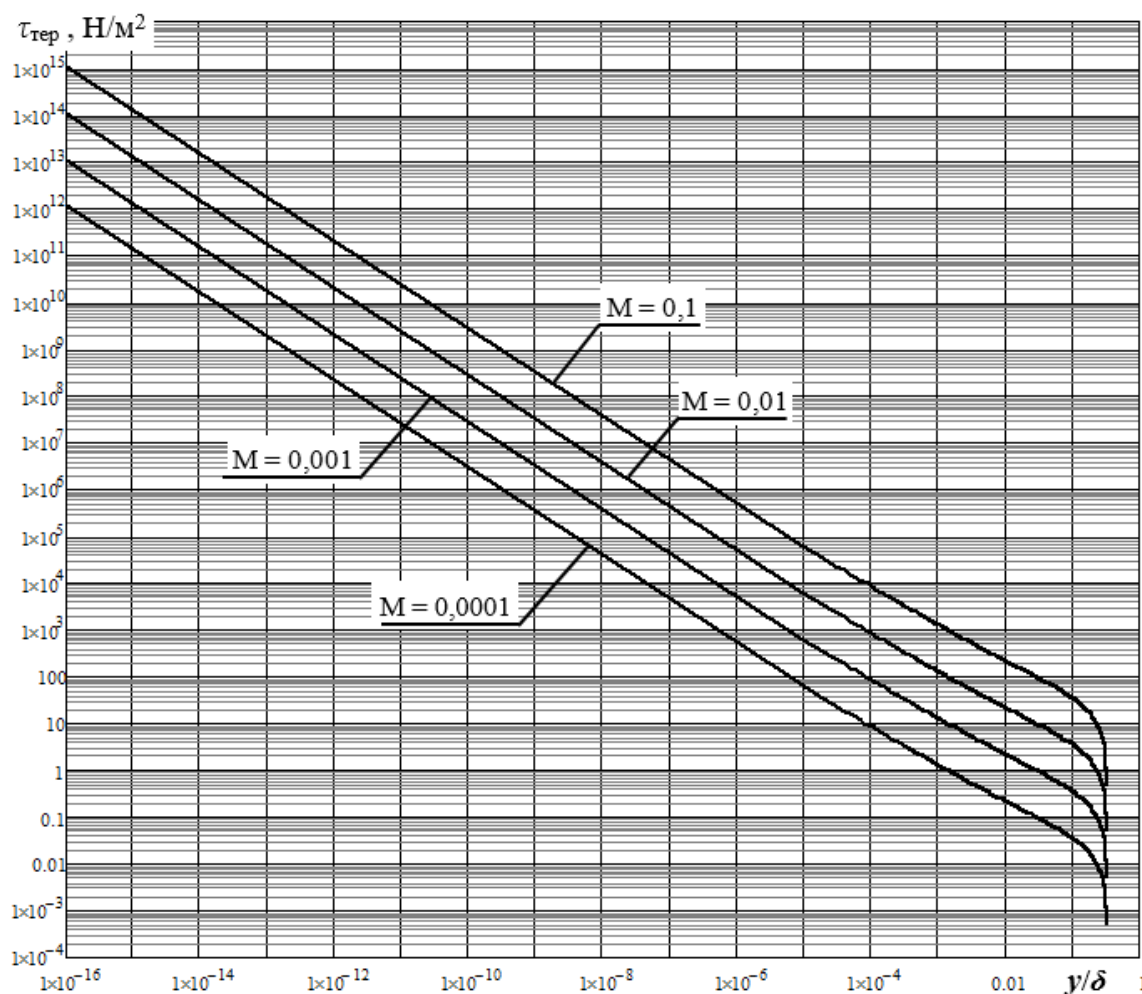


Рис. 3. Графік дотичних змін напружень по товщині ламінарного пограничного шару на площинній поверхні обтікання за чисел Маха M .

Fig. 3. Graph of tangential stress changes over the thickness of the laminar boundary layer on the planar streamlined surface around Mach numbers M .

Моделювання проводили для повітря за стандартних умов: тиск на поверхні обтікання $P = 100 \text{ кПа}$, температура повітря 20°C , густина повітря $\rho = 1,29 \text{ кг/м}^3$; динамічні в'язкості повітря $\mu = 18,6 \text{ мкПа}\cdot\text{с}$. Поверхня обтікання є площинною, градієнт тиску на поверхні обтікання приймали рівним «нулю». Аналіз результатів моделювання показує, що

на віддалі від поверхні обтікання в межах до 20 зм швидкість повітря є на межі ≈ 0 . Дотичні напруження (рис.3) на віддалі 10...20 зм від поверхні обтікання становлять від 704,4 ГПа ... 704,4 ЕПа за чисел Маха $M = 0,0001 \dots 0,1$ до 124,2 ГПа...14,22 ТПа. Після товщини пограничного шару 21 зм дотичні напруження знижуються не лінійно (рис. 3) і на віддалі

0,3475 $\cdot\delta$ наближаються до «нуля».

Графічно подані залежності дотичних напружень (рис. 3) показують, що із зміною числа Маха, характер зміни дотичних напружень ідентичний, із збільшенням числа Маха дотичні напруження зростають.

Висновки

1. Розроблені аналітичні залежності для теоретичного дослідження розподілу швидкості і дотичних напружень на поверхні обтікання за динамічного ламінарного пограничного шару уможливають з високою дискретністю визначити параметри процесу обтікання поверхні Ньютонавським середовищем.

2. Моделювання можна проводити як у фізичних параметрах так і за відносних одиниць. Аналітична залежність дотичних напружень уможливає визначення фізичного значення параметру.

3. Дані моделі дозволяють отримати результати у всьому діапазоні зміни вхідних величин моделі за умови ламінарного режиму руху середовища на поверхні обтікання.

Список літератури

1. He S., Ariyaratne C. Wall shear stress in the early stage of unsteady turbulent pipe flow. *Journal of Hydraulic Engineering*. 2011. Vol. 137(5). P. 606-610.
2. Sundstrom L.R.J., Cervantes M.J. On the Similarity of Pulsating and Accelerating Turbulent Pipe Flows. *Flow, Turbulence and Combustion*. 2018. Vol. 100(2). P. 417-436. <https://doi.org/10.1007/s10494-017-9855-5>
3. Kong R., Kim S. Characterization of Horizontal Air-water Two-Phase Flow. *The 16th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-16)*. 2015, August - September. P. 5559-5572. Chicago/USA.
4. Offor U. H., Alabi S. B. An Accurate and Computationally Efficient Explicit Friction Factor Model. *Advances in Chemical Engineering and Science*. 2016. Vol. 6. P. 237- 245. <http://dx.doi.org/10.4236/aces.2016.63024>.
5. Medina Y. C., Fonticiella O.M.C., Morales O.F.G. Design and modelation of piping systems by means of use friction factor in the transition turbulent zone. *Mathematical Modelling of Engineering Problems*. 2017. Vol. 4(4). P. 162-167. doi: 10.18280/mmep.040404.
6. Azizi N., Homayoon R., Hojjati M. R. Predicting the Colebrook-White friction factor in the pipe flow by new explicit correlations. *Journal of Fluids Engineering*, 2018. Vol. 141(5). doi:10.1115/1.4041232.
7. Pimenta B. D., Robaina A. D., Peiter M. X., Mezzomo W., Kirchner J. H., Ben, L. H. B. Performance of explicit approximations of the coefficient of head loss for pressurized conduits. *Brazilian Journal of Agricultural and Environmental Engineering (Revista Brasileira de Engenharia Agrícola et Ambiental)*. 2018. Vol. 22 (5). P. 301-307. Retrieved from <http://www.agriambi.com.br>.
8. Ganat T. A., Hrairi M. Gas-Liquid Two-Phase Upward Flow through a Vertical Pipe. Influence of

Pressure Drop on the Measurement of Fluid Flow Rate, *Energies (MDPI)*. 2018. Vol. 11(11). P. 1-23. doi:10.3390/en11112937.

9. Brkic D., Praks P. Unified Friction Formulation from Laminar to Fully Rough Turbulent Flow. *Applied Sciences*. 2018. Vol. 8(11). P. 20-36. doi: 10.3390/app8112036.

10. Ortiz-Vidal L. E., Mureithi N., Rodriguez O. M. H. Friction Factor in Two-Phase Gas-Liquid Pipe Flow. 8-th International Conference on Multiphase Flow (ICMF-2013). 2013, May. Jeju. Korea. Retrieved from <https://www.researchgate.net/publication/237079232>.

11. Lukman S., Oke I. A. Accurate Solutions of Colebrook-White's Friction Factor Formulae. *Nigerian Journal of Technology (NIJOTECH)*. 2017. Vol. 36(4). P. 1039-1048. Nigeria.

12. Косторной С. Д. Модель течения, учитывающая особенности граничных условий реальной жидкости. *Вісник НТУ «ХП»*. 2014. № 1(1044). С. 214-221.

13. Приходько А. А., Полевой О. Б. Управление отрывом турбулентного сверхзвукового потока с помощью тепло- и массообмена. *Промышленная теплотехника*. 2007. Т. 29. С. 15-20.

14. Дмитрів В. Т., Стоцько З. А., Дмитрів І. В. Моделювання пограничного шару за ламінарного й турбулентного режимів руху ньютонівської рідини у гнучкому трубопроводі. *Технологічні комплекси*. 2019. № 1(16). С. 73-84.

15. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика. Т. VI. Гидродинамика. Москва. Наука. 1988. 735 с.

References

1. He S., Ariyaratne C. (2011). Wall shear stress in the early stage of unsteady turbulent pipe flow. *Journal of Hydraulic Engineering*. 137(5). 606-610.
2. Sundstrom L.R.J., Cervantes M.J. (2018). On the Similarity of Pulsating and Accelerating Turbulent Pipe Flows. *Flow, Turbulence and Combustion*. 100(2). 417-436. <https://doi.org/10.1007/s10494-017-9855-5>.
3. Kong R., Kim S. (2015, August – September). Characterization of Horizontal Air-water Two-Phase Flow. *The 16th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics (NURETH-16)*. 5559-5572. Chicago/USA.
4. Offor U. H., Alabi S. B. (2016). An Accurate and Computationally Efficient Explicit Friction Factor Model. *Advances in Chemical Engineering and Science*. 6. 237- 245. <http://dx.doi.org/10.4236/aces.2016.63024>.
5. Medina Y. C., Fonticiella O.M.C., Morales O.F.G. (2017). Design and modelation of piping systems by means of use friction factor in the transition turbulent zone. *Mathematical Modelling of Engineering Problems*. 4(4). 162-167. doi: 10.18280/mmep.040404.
6. Azizi N., Homayoon R., Hojjati M. R. (2018). Predicting the Colebrook-White friction factor in the pipe flow by new explicit correlations. *Journal of Fluids Engineering*, 141(5). doi:10.1115/1.4041232.
7. Pimenta B. D., Robaina A. D., Peiter M. X., Mezzomo W., Kirchner J. H., Ben, L. H. B. (2018).

Performance of explicit approximations of the coefficient of head loss for pressurized conduits. *Brazilian Journal of Agricultural and Environmental Engineering (Revista Brasileira de Engenharia Agrícola et Ambiental)*. 22(5). 301-307. Retrieved from <http://www.agriambi.com.br>.

8. Ganat T. A., Hrairi M. (2018). Gas-Liquid Two-Phase Upward Flow through a Vertical Pipe. Influence of Pressure Drop on the Measurement of Fluid Flow Rate, *Energies (MDPI)*. 11(11). 1-23. doi:10.3390/en11112937.

9. Brkic D., Praks P. (2018). Unified Friction Formulation from Laminar to Fully Rough Turbulent Flow. *Applied Sciences*. 8(11). 20-36. doi: 10.3390/app8112036.

10. Ortiz-Vidal L. E., Mureithi N., Rodriguez O. M. H. (2013, May). Friction Factor in Two-Phase Gas-Liquid Pipe Flow. 8-th International Conference on Multiphase Flow (ICMF-2013). Jeju / Korea. Retrieved from <https://www.researchgate.net/publication/237079232>.

11. Lukman S., Oke I. A. (2017). Accurate Solutions of Colebrook-White's Friction Factor Formulae. *Nigerian Journal of Technology (NIJOTECH)*. 36(4). 1039-1048. Nigeria.

12. Kostornoi S. D. (2014). Flow model, taking into account the boundary conditions of the real fluid. *Bulletin of NTU "KhPI"*. 1(1044). 214-221.

13. Prihodko A. A., Polevoy O. B. (2007). Control of separation of turbulent supersonic flow by means of heat and mass transfer. *Industrial heat engineering*. 29. 15-20.

14. Dmytriv V. T., Stotsko Z. A., Dmytriv I. V. (2019). Modeling of the boundary layer under laminar and turbulent modes of Newtonian fluid motion in a flexible pipeline. *Technological complexes*. 1(16). 73-84.

15. Landau L. D., Lifshitz E. M. (1988). *Theoretical physics. Hydrodynamics*. Moscow. Nauka. 735.

АНАЛИТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИЧЕСКОГО ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ НА ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ЛАМИНАРНОМ РЕЖИМЕ ОБТЕКАНИИ

Т. В. Дмитрів, Н. Н. Микийчук, В. Т. Дмитрів

Аннотация. Для решения задач проектирования систем, которые работают в Ньютоновской среде в режиме обтекания поверхностей, необходимо знать характеристики потока сред на поверхностях обтекания. Это позволит рассчитать потери энергии на транспортирования сред, а также силовые характеристики перемещения объектов в таких средах.

В работу наведено аналитическую модель касательных напряжений, которые создаются на поверхностях обтекания в динамическом ламинарном пограничном слое. Среда обтекания Ньютоновская. Для универсальности результатов моделирования скорости по толщине ламинарного пограничного слоя и касательных напряжений на поверхности обтекания проведено в относительных параметрах. Соотношение толщины пограничного слоя y/δ взято в пределах $\approx 0 \dots 1$, соотношение скоростей на границе и в пограничном слое $v_x/v_0 = 0 \dots 1$, число Маха при условии ламинарного пограничного слоя $0,0001 \dots 0,1$.

Получено распределение скорости по толщине пограничного слоя и касательных напряжений. Характер изменения касательных напряжений по толщине пограничного слоя от ≈ 0 до $20 \cdot 10^{-21}$ м

линейный и зависит от числа Маха. Изменяются касательные напряжения непосредственно на поверхности обтекания от 704,4 ЕПа до 704,4 ППа при числах Маха от 0,1 до 0,0001.

Разработанные аналитические зависимости скорости и касательных напряжений позволяют моделировать динамические характеристики по толщине ламинарного пограничного слоя на поверхности обтекания для Ньютоновских сред.

Ключевые слова: пограничный слой, ламинарный поток, касательные напряжения, число Маха, скорость, динамическая вязкость.

ANALYTICAL MODEL OF DYNAMIC BOUNDARY LAYER ON THE SURFACE UNDER LAMINAR FLOW MODE

T. V. Dmytriv, M. M. Mykyychuk, V. T. Dmytriv

Abstract. To solve the problems of designing systems that operate in Newtonian medium in the mode of streamlined surfaces, it is necessary to determine the characteristics of the motion of such medium on the streamlined surfaces. This will allow you to calculate the energy loss for the transportation of environments, as well as the power characteristics of the movement of objects in such environments.

The paper presents the development of an analytical model of tangential stresses that are created on streamlined surfaces in a dynamic laminar boundary layer. The flow environment is adopted by Newtonian. For the universality of results of modeling of speed over a height of a laminar boundary layer and tangential stresses on a streamlined surface, it is carried out in relative parameters. The ratio of the thickness of the boundary layer y/δ is taken within $\approx 0 \dots 1$, the ratio of velocities at the boundary and in the boundary layer is $v_x/v_0 = 0 \dots 1$, the Mach number under the condition of the laminar boundary layer is $0,0001 \dots 0,1$.

As a result of the simulation, the velocity distribution over the thickness of the boundary layer and tangential stresses are obtained. The nature of the change in tangential stresses along the thickness of the boundary layer from ≈ 0 to $20 \cdot 10^{-21}$ is linear and depends on the Mach number. The tangential stresses change directly on the streamlined surface from 704.4 ЕPa to 704.4 PPa at Mach numbers from $0,0001 \dots 0,1$.

Developed analytical dependences of velocity and tangential stresses allow modeling the dynamic characteristics over the height of the laminar boundary layer on the streamlined surface for Newtonian medium.

Key words: experimental research, change in departure, the combination of movements, loader crane, dynamic loads, load vibrations.

В. Т. Дмитрів ORCID: 0000-0001-9361-6418.

М. М. Микийчук ORCID: 0000-0002-0591-6304.

Т. В. Дмитрів ORCID: 0000-0002-4102-3685.

УДК 631.316.022

ЕКСПЛУАТАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНА ОЦІНКА РОБОТИ АГРЕГАТУ ДЛЯ ОБРОБІТКУ ПАРІВ

В. Т. Надикто, М. А. Тиховод

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, Україна.

Стаття зі спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року. Бібл. 13, рис. 4, табл. 1.

Анотація. Однією із проблем догляду за парами у засушливих умовах півдня України є відсутність технічних засобів, які б дозволили забезпечити наявність вологи у ґрунті на момент посіву озимини. У статті викладаються результати експлуатаційно-технологічної оцінки роботи машинно-тракторного агрегату у складі універсально-просапного трактора тягового класу 1,4 і нового боронувального знаряддя. Його особливістю є застосування плоскорізальних робочих органів, які здійснюють розпушення верхнього (5...6 см) шару ґрунту без суттєвого виносу його вологої частини на денну поверхню. Даний агрегат порівнювали із базовим аналогічного призначення. Він включав трактор загального призначення тягового класу 3 і культиватор типу КПС-8. Експериментальними дослідженнями уста-новлено, що використання нового машинно-тракторного агрегату для обробітки парів в умовах нестачі ґрунтової вологи дозволяє підвищити продуктивність роботи щонайменше на 8% і майже вдвічі зменшити питомі витрати пального. Імовірність збереження новим боронувальним агрегатом допуску коливань глибини обробітки парового поля на рівні ± 1 см становить 78%.

Ключові слова: трактор, боронувальна ланка, лапа, продуктивність, поворот, витрати пального.

Постановка проблеми

Одним із перспективних напрямків обробітки парів в умовах нестачі ґрунтової вологи є систематичне мілке (5...6 см) розпушування ґрунту без його виносу на денну поверхню поля. Для практичної реалізації цього напрямку може бути використане ґрунтообробне знаряддя на базі боронувальних секцій. Кожна із них має 20 робочих органів, розташованих за загальновідомою схемою «зигзаг» у п'ять рядів і приєднується до рами знаряддя з допомогою двох повідків, нахилених під потрібним кутом до горизонту [1].

Нині практикуються два варіанти налаштування боронувальної секції. Один передбачає обладнання першого ряду зубів борони як нахиленими

горизонтальними, так і вертикально розташованими плоскорізальними елементами (сегментами) (рис. 1).

Згідно з другим варіантом налаштування боронувальної секції плоскі зуби її першого ряду для забезпечення кращого розрізання (подрібнення) рослинних решток у ґрунті не мають горизонтальних сегментів.



Рис. 1. Вид боронувальної ланки.

Fig. 1. Type of harrow section.

Однією із задач ефективного практичного використання таких борін є забезпечення стійкості їх руху у поздовжньо-вертикальній площині. Успішне розв'язання даної задачі забезпечить якісне виконання боронувальним знаряддям технологічного процесу і високі експлуатаційно-технологічні показники.

Аналіз останніх досліджень

Найбільш придатними робочими органами для обробітки парів в умовах недостатнього зволоження є такі плоскорізальні, у яких кут розпушення практично відсутній. Завдяки цьому вони практично не виносять вологий ґрунт на денну поверхню поля. Водночас, конструктивна ширина захвату цих робочих органів настільки значна, що практично унеможливує їх стабільний хід на малій (4...6 см) глибині обробітки ґрунту. Саме із-за цієї причини вони і не знайшли більш-менш широкого застосування в технологіях догляду за парами.

У науковому сенсі динаміка вертикального руху боронувальних секцій із плоскорізальними робочими органами у повному обсязі не розглядалась взагалі. Більш-менш широка практика застосування вузькозахватних і майже плоскорізальних робочих органів для поверхневого обробітку (розпушення) ґрунту була упроваджена Всесоюзним науково-дослідним інститутом цукрових буряків. Проведені його науковцями лабораторно-польові дослідження засвідчили, що найбільш сприятливі умови для дружного проростання насіння і розвитку сходів цієї культури можливі за мілкогрудкуватої структури верхнього (1...10 мм) шару ґрунту [2].

Такий стан останнього, за їх переконанням, здатна забезпечувати борона-культиватор ВНИС-Р, розроблена кандидатом сільськогосподарських наук А.Г. Радченком [3]. Її робочі органи – лапки різної довжини – здійснюють пошарово-ярусний обробіток ґрунту. Глибина його розпушування змінюється при цьому від 2 до 12 см. Конструктивна ширина захвату кожної із лап (крім першого ряду борони-культиватора) становить 46 мм. В окремих конструкціях значина цього параметру сягає 50 і навіть 70 мм [2]. При цьому робочі органи першого ряду борони-культиватора ВНИС-Р виконані у вигляді звичайних зубів без лапок.

Поряд з очевидними перевагами, дослідниками було встановлено, що рух ґрунтообробних знарядь типу ВНИС-Р характеризується наявністю вібрації борін у поздовжньо-вертикальній площині. В кінцевому випадку це певним чином негативно відображалось на якості обробітку ґрунту. Особливо відчутно це проявлялося на підвищених швидкостях роботи боронувального машинно-тракторного агрегату [4].

Є певні напрацювання, які стосуються досліджень агрегування борін із звичайними зубами (типу БЗСС-1,0 і БЗТС-1,0). Так, у роботі [5] підкреслюється, що у серійних борін повідки під час підвищеного руху МТА обмежують ступінь пристосовуваності ланок у поздовжньо-вертикальній площині. Для вирішення цієї проблеми науковці ВІМ (Росія) у кожній із серійних борін типу БЗСС-1,0 і БЗТС-1,0 зменшили кількість зубів із 20 до 15. Такий конструктивний захід дозволив збільшити питоме вертикальне навантаження на кожен зуб знаряддя.

Більше того, замість звичайних повідків кожному із боронувальних ланок приєднували до рами з допомогою лише одного шарнірного з'єднання. Причому, для запобігання стикування у горизонтальній площині борони з'єднували між собою жорсткими ланками.

До недоліків такого конструктивного рішення слід віднести наступне. За однієї і тієї ж конструктивної ширини захвату кожен ряд нової борони має три зуби, у той час, як серійної – чотири. У підсумку відстань між зубами по фронту у нового конструктивного рішення є більшою. Якщо тепер саме таку борону обладнати плоскорізальними ґрунтообробними елементами, то ширину захвату кожного із них слід брати більшою. А це, як уже підкреслювалося вище, у аспекті розглядуваної нами проблеми є небажаним.

Вищенаведений аналіз показує, що дослідження боронувальних ґрунтообробних знарядь того чи іншого конструктивного виконання крім динаміки їх руху певною мірою торкалися питань якості здійснення технологічного процесу.

Водночас, визначення експлуатаційно-технологічних показників роботи машинно-тракторних агрегатів (МТА) на основі таких ґрунтообробних знарядь практично не проводилось. А їх наявність у край потрібна агровиробникам при прийнятті рішення щодо застосування таких МТА на практиці.

Мета досліджень

Визначення необхідних експлуатаційно-технологічних показників роботи машинно-тракторного агрегату, технологічною частиною якого є боронувальне знаряддя, призначене для обробітку парів в умовах дефіциту ґрунтової вологи.

Результати досліджень

Дослідний агрегат складався із універсально-просапного трактора тягового класу 1,4 (МТЗ-8920 з подвоєними задніми шинами 16,9R38, а також боронувального знаряддя (рис. 2).



Рис.2. Боронувальний агрегат.

Fig. 2. Harrow tractor-machine unit.

Останнє було у вигляді рами із приєднаними до неї з допомогою повідків 9 борін. У кожній із них робочі органи першого ряду були обладнані вертикально установленими сегментами (рис. 3).

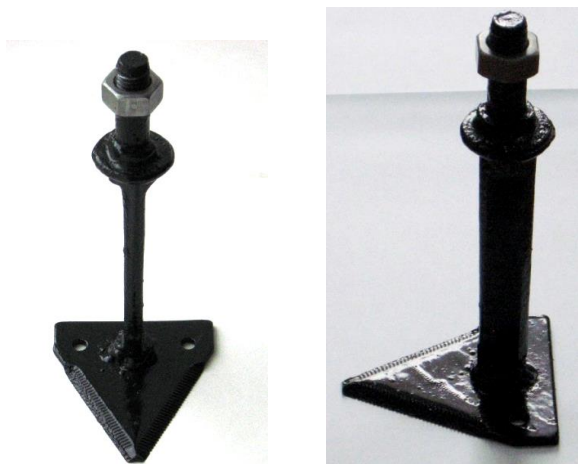


Рис. 3. Форма зуба боронувальної ланки.

Fig. 3. Harrow tooth shape.

Решта робочих органів боронувальної ланки мали стояки, звужені до 8 мм, а також були обладнані сегментними лапами, установленими на стояках під кутом 5° до горизонтальної площини (див. рис. 1).

Рама знаряддя обладнана власною ходовою системою та зчпним пристроєм для здійснення її дальнього транспортування.

Під час проведення експлуатаційно-технологічної оцінки дослідного МТА робочий рух його по полю здійснювали «човниковим» способом із застосуванням «грушоподібного повороту».

Мінімальну (розрахункову) ширину поворотної смуги (E_{min}), необхідної для роботи нового боронувального машинно-тракторного агрегату, розраховували із загальновідомого виразу [6]:

$$E_{min} = 2,8 \cdot R_{min} + L_{BA} + d_k,$$

де R_{min} – мінімальний радіус повороту трактора, м; L_{BA} – довжина виїзду боронувального агрегату на поворотній смузі, м; d_k – кінематична ширина дослідного МТА, м.

При здійсненні повороту універсально-просапним трактором сліди проходу (колії) його передніх і задніх рушіїв, як відомо, не співпадають. З огляду на це, згідно з нормативним документом [7] за мінімальний радіус повороту енергетичного засобу приймають найменший габаритний радіус кола, яке описує повернуте на максимальний кут переднє зовнішнє колесо трактора. Водночас, у розрахунках кінематичних характеристик повороту машинно-тракторних агрегатів така значина мінімального радіусу повороту енергетичного засобу науковцями не використовується.

У сільськогосподарській практиці для трактора з жорсткою рамою та передніми керованими колесами R_{min} – це відстань від «центру повороту» енергетичного засобу до середини осі його задніх коліс [8]. За центр повороту трактора при цьому приймають точку перетину двох ліній, одна із яких – продовження осі задніх коліс універсально-просапного трактора, а друга є перпендикуляром до площини умовного колеса, розташованого у центрі переднього мосту трактора і повернутого на максимальний кут [9]. Останній (позначимо його α) розраховують так:

$$\alpha = \frac{\alpha_3 + \alpha_в}{2},$$

α_3 , $\alpha_в$ – максимальні кути повороту відповідно зовнішнього і внутрішнього передніх керованих коліс трактора, град.

Для визначення мінімального радіусу повороту використовуваного нами трактора застосовували методику, описану у роботі [10].

Для цього на горизонтальному майданчику з відносно пухкою поверхнею енергетичний засіб здійснював рівномірний рух по колу з максимальним кутом повороту керованих коліс. Після проходу задніх коліс лівого та правого бортів трактора отримали два концентричних кола діаметром D_1 і D_2 (рис. 4). Після їх замірів величину R_{min} розраховували із виразу:

$$R_{min} = \frac{D_1 + D_2}{4}.$$

Замірами було встановлено, що діаметр D_1 дорівнював 6,8 м, а D_2 – 9,6 м.

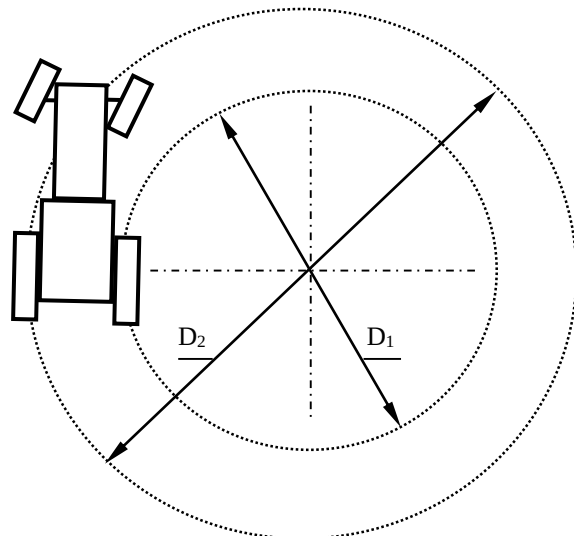


Рис. 4. Методика визначення мінімального радіусу повороту трактора.

Fig. 4. Method for determining the tractor's minimum turning radius.

У підсумку отримали, що $R_{min} = (D_1 + D_2)/4 = (6,8 + 9,6)/4 = 4,1$ м.

Довжина виїзду дослідного боронувального машинно-тракторного агрегату (L_{BA}) становила 4,6 м, а кінематична ширина d_k – 4,4 м.

В результаті отримали:

$$E_{min} = 2,8 \cdot 4,1 + 4,6 + 4,4 = 20,48 \text{ м.}$$

На практиці дійсну ширину поворотної смуги (E_d) прийнято приймати кратною робочій ширині захвату машинно-тракторного агрегату (B_p). Звідси:

$$E_d = \text{Integer} \left(\frac{E_{min}}{B_p} \right) \cdot B_p$$

або

$$E_d = \text{Integer} \left(\frac{2,8 \cdot R_{min} + L_{BA} + d_k}{B_p} \right) \cdot B_p.$$

Оскільки в нашому випадку $B_p = 8,8$ м, то

$$E_d = \text{Integer} (20,48/8,8) \cdot 8,8 = 26,4 \text{ м.}$$

На практиці це означає, що для досліджуваного нами боронувального машинно-тракторного агрегату величина дійсної значини поворотної смуги відповідає 3 його робочим проходам.

За базовий агрегат (об'єкт) для обробітку парового поля приймали МТА у складі трактора тягового класу 3 (ХТ3-17221) і причіпного культиватора КПС-8. Мінімальний радіус повороту цього трактора становить 5,5 м. Довжина виїзду даного культиваторного МТА дорівнює 10,8 м, а кінематична ширина (як вліво так і вправо) – 4 м.

Звідси отримуємо:

$$E_{min} = 2,8 \cdot 5,5 + 10,8 + 4,0 = 30,2 \text{ м.}$$

За робочої ширини захвату 8 м дійсна значина ширини поворотної смуги для культиваторного агрегату становила:

$$E_d = \text{Inttger} (30,2/8) \cdot 8 = 32,0 \text{ м.}$$

Отримана величина E_d відповідає 4 робочим проходам даного ґрунтообробного машинно-тракторного агрегату. Як бачимо, у порівнянні з новим боронувальним МТА значина цього досить важливого

технологічного параметру щонайменше на 21% більша.

У процесі свого функціонування на здійснення одного повороту будь-який машинно-тракторний агрегат може витрачати час (T_n), який розраховується наступним чином:

$$T_n = \frac{L_x}{V_n},$$

де L_x , V_n – довжина (м) та швидкість (м/с) повороту МТА.

З достатньою для практики точністю величину L_x можна розрахувати із застосуванням наступного виразу: [6]:

$$L_x = 8 \cdot R_{min} + 2 \cdot L_{BA}.$$

Попередніми дослідженнями встановлено, що середня швидкість машинно-тракторних агрегатів для культивачів (боронування) парів під час їх руху на поворотній смузі становить 2 м/с. З урахуванням вищевикладеного отримуємо:

- для нового боронувального агрегату:

$$T_n = (8 \cdot 4,1 + 2 \cdot 4,6) / 2 = 21 \text{ с};$$

- для базового культиваторного МТА:

$$T_n = (8 \cdot 5,5 + 2 \cdot 10,8) / 2 = 33 \text{ с}.$$

Як впливає із аналізу приведених вище розрахунків, у базового культиваторного агрегату час одного повороту в 1,57 рази більший.

Перед практичним здійсненням експлуатаційно-технологічної оцінки порівнюваних ґрунтообробних агрегатів на полі формували загінки певної ширини. Оптимальну значину цього параметру (C_{opt}) знаходили із виразу [6]:

$$C_{opt} = \sqrt{16 \cdot R_{min}^2 + 2 \cdot B_p \cdot L_r},$$

де L_r – довжина гону поля, м.

Під час експлуатаційних польових випробувань обидва порівнюваних агрегати функціонували на одному і тому ж полі. Площа його становила 88 га, а довжина його гону дорівнювала 980 м. З огляду на це отримали:

- для базового агрегату $C_{opt} = 127$ м;

- для нового боронувального МТА $C_{opt} = 132$ м.

В умовах реальної експлуатації будь-якого агрегату оптимальну ширину загінки приводять до дійсної (C_d), яка повинна бути кратною робочій ширині захвату МТА. Згідно з пропозиціями роботи [6] величина C_d має бути не меншою за C_{opt} і з коефіцієнтом K кратною подвоєній робочій ширині захвату агрегату. Тобто:

$$C_{opt} \leq C_d = 2 \cdot K \cdot B_p.$$

Прийнявши для подальшого аналізу

$$C_{opt} = 2 \cdot K \cdot B_p,$$

знаходимо, що

$$K = \frac{C_{opt}}{2 \cdot B_p}.$$

З урахуванням цього маємо:

- для базового культиваторного агрегату:

$$K = 127 / (2 \cdot 8) = 8;$$

$$C_d = 8 \cdot 2 \cdot 8 = 128 \text{ м};$$

- для нового боронувального МТА:

$$K = 132 / (2 \cdot 8,8) = 8;$$

$$C_d = 8 \cdot 2 \cdot 8,8 = 140,8 \text{ м}.$$

Організувавши таким чином робочі ділянки, протягом трьох контрольних змін проводили хронографію роботи порівнюваних ґрунтообробних агрегатів. Обидва МТА працювали на фоні з наступними характеристиками: вологість ґрунту у шарі 0...15 см – 19,8%; щільність ґрунту у шарі 0...15 см – 1,20 г/см³.

Новий ґрунтообробний агрегат у складі трактора МТЗ-892 з подвоєними задніми шинами 16,9R38 та задньонавісного боронувального знаряддя під умовною маркою БП-9 (див. рис. 2) було налагоджено у відповідності з практичними рекомендаціями, розробленими на основі аналізу проведених теоретичних та експериментальних досліджень [11].

Базовий культиваторний агрегат у складі трактора ХТЗ-17221 та причіпного серійного культиватора КПС-8 використовували на ділянках того ж поля, на якому працював дослідний боронувальний МТА. Робочі органи знаряддя КПС-8 були попередньо відрегульовані на глибину обробітку ґрунту 12 см.

Для виключення впливу суб'єктивного фактору на обох ґрунтообробних агрегатах (базовому та новому) почергово працював один і той же механізатор.

Таблиця 1. Експлуатаційно-технологічні показники роботи порівнюваних ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів.

Table 1. Operational and technological performance of comparable tillage machines and tractors.

Показник	МТА	
	базовий	новий
Склад МТА: трактор	ХТЗ-17221	МТЗ-892
знаряддя	КПС-8	БП-9
Режим роботи :		
- ширина захвату, м	7,9	8,7
- швидкість руху, км/год.	8,9	9,0
- глибина культивачів, см	12	6
Продуктивність роботи, га/год.:		
- основного часу	7,0	7,8
- змінного часу	6,2	6,9
- експлуатаційного часу	6,1	6,8
Питомі витрати пального, кг/га	4,1	2,0
Коефіцієнти :		
- використання змінного часу	0,89	0,88
- використання експлуатаційного часу	0,87	0,87
- надійності технологічного процесу	0,99	0,99
- використання робочих ходів	0,90	0,93
Тривалість одного «грушоподібного» повороту, с	35	25
Ширина поворотної смуги, м	32,0	26,4
Агротехнічні показники:		
- середня значина глибини обробітку ґрунту, см	12,3	5,8
- рівномірність глибини обробітку ґрунту, ±см	1,8	0,8

Аналіз отриманих даних показав (таблиця 1), що новий боронувальний агрегат продуктивніший на 8,3%. Ця перевага отримана практичного за рахунок більшої ширини захвату у нового МТА.

Водночас, новий боронувальний агрегат більш економічний, ніж базовий: питомі витрати пального ним удвічі менші.

У принципі такий результат цілком логічний, якщо враховувати енергетичні витрати при обробітку ґрунту боронувальним МТА на глибину 5...6 см і культиваторним на глибину 12...13 см.

Коефіцієнти використання змінного і експлуатаційного часу у обох агрегатів практично однакові. Навіть на статистичному рівні значущості 0,01 (довірча ймовірність 99%) отримана різниця значин цих коефіцієнтів є суто випадковою, а тому нуль-гіпотеза про їх рівність не відхиляється.

Як впливає із аналізу викладених вище результатів розрахунків, довжина виїзду у базового агрегату ($L_{BA} = 10,8$ м) у 2,3 рази більша, ніж у дослідного МТА ($L_{BA} = 4,6$ м). Це обумовило більшу довжину шляху руху першого на поворотній смузі.

У підсумку за однакової швидкості руху холостого ходу середня тривалість одного «грушоподібного» повороту у нового боронувального МТА виявилась на 28,6% меншою (25 с проти 35 с, див. табл. 1). Завдяки цьому більшим був у даного машинно-тракторного агрегату і коефіцієнт використання робочих ходів: 0,93 проти 0,90 (див. табл. 1).

За агротехнічні показники роботи розглядуваних ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів у даному випадку були прийняті:

- ймовірність збереження технологічного допуску на коливання глибини обробітку ґрунту (P , %);
- частота відхилення дійсної значини глибини обробітку ґрунту від заданого рівня (N , 1/м).

Перший із цих показників розраховується за формулою [12]:

$$P = 2 \cdot \Phi\left(\frac{\Delta}{\sigma}\right),$$

де Φ – табульована функція Лапласа; Δ – допуск на коливання глибини обробітку парового поля, $\pm$ см; σ – середнє квадратичне відхилення глибини обробітку парового поля, $\pm$ см.

Для розрахунку другого показника (тобто n) використовують наступну залежність [59]:

$$N = \frac{\omega_0}{2 \cdot \pi} \cdot \exp\left(-\frac{\Delta^2}{2 \cdot \sigma^2}\right),$$

де ω_0 – середня частота процесу коливання глибини обробітку ґрунту парового поля, 1/м.

Якщо відомий хоча б півперіод цих коливань (T_{np}), то для визначення показника N застосовують такий вираз [12]:

$$N = \frac{1}{2 \cdot T_{np}} \cdot \exp\left(-\frac{\Delta^2}{2 \cdot \sigma^2}\right).$$

Півперіод коливань глибини обробітку ґрунту можна визначити, використовуючи кореляційну функцію цього процесу. Для цього застосовують наступну залежність [13]:

$$T_{np} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=0}^n (\tau_{i+1} - \tau_i),$$

де n – число точок перетину нормованою кореляційною функцією осі, яка проходить через нульову ординату;

τ_i – послідовні значини абсцис точок перетину кореляційною функцією осі, яка проходить через нульову ординату.

У розглядуваному нами випадку із аналізу нормованих кореляційних функцій випливає, що у середньому $T_{np} = 0,35$ м.

Слід підкреслити, що для такого технологічного процесу, як догляд за парами, агротехнічні вимоги щодо допуску на коливання глибини обробітку ґрунту офіційно не сформульовані. З огляду на це для подальшого аналізу приймемо, що задля забезпечення мінімальних втрат вологи під час боронування пару величина Δ не повинна перевищувати ± 1 см. Це вдвічі менше за загальновідомий аналогічний показник, установлений для оранки.

Оскільки для дослідного боронувального МТА $\sigma = \pm 0,8$ см (див. табл. 1), то відношення $\Delta/\sigma = 1/0,8 = 1,25$. Як впливає із розповсюджених довідкових табличних даних функція Лапласа для цієї значини становить 0,39. З урахуванням вище приведеної формули для величини P виходить, що ймовірність збереження новим боронувальним агрегатом допуску коливань глибини обробітку парового поля на рівні ± 1 см становить 78%.

Що стосується частоти відхилення дійсної значини глибини обробітку ґрунту від заданого рівня, то вона становить 0,66 випадків на 1 м шляху руху боронувального агрегату. Тобто, на кожні 1,5 м шляху переміщення ґрунтообробного агрегату можливий один випадок відхилення коливання глибини обробітку парового поля від допуску ± 1 см.

Для порівняння: ймовірність збереження базовим культиваторним агрегатом допуску $\Delta = \pm 1$ см при $\sigma = 1,8$ см (див. табл. 1) становить 44%, тобто практично удвічі менша. За умови однієї і тієї ж значини параметра T_{np} значина параметра N дорівнює при цьому 1,23 1/м. Тобто, на кожних 0,81 м може мати місце один випадок відхилення коливання глибини обробітку парового поля від прийнятого допуску ± 1 см.

І такий результат є цілком логічним, оскільки рівномірність глибини обробітку ґрунту новим боронувальним агрегатом суттєво вища, ніж базовим. Порівнюючи між собою дисперсії коливань цього параметру ($3,24$ см² і $0,64$ см²) за F-критерієм Фішера можна стверджувати, що нуль-гіпотеза про їх рівність практично на будь-якому статистичному рівні значущості відхиляється. А це однозначно вказує на те, що рівномірність глибини обробітку ґрунту новим боронувальним агрегатом закономірно вища, ніж базовим культиваторним МТА.

Висновки

1. Використання нового машинно-тракторного агрегату для обробітку парів в умовах нестачі

грунтової вологи у порівнянні з базовим МТА аналогічного призначення дозволяє підвищити продуктивність роботи щонайменше на 8%.

2. Питомі витрати пального у запропонованого агрегату практично удвічі менші.

3. З ймовірністю 95% можна стверджувати, що рівномірність глибини обробітку новим боронувальним МТА вища, ніж у базового культиваторного агрегату аналогічного призначення.

Список літератури

1. Надикто В. Т., Тиховод М. А. Роль парів у збереженні та накопиченні вологи ґрунту. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. 2020. Вип. 20. Т. 2. С. 3-23.
2. Коломиец А. П. Борона-культиватор ВНИС-Р на свекловичных плантациях. Сахарная свекла. 1974. №3. С. 14-16.
3. Радченко А. Г. Теоретические основы послойно-ярусной обработки почвы. Вопросы агротехники получения высоких урожаев. Київ. ВНИС. 1972. С. 28-32.
4. Юнусов Г. С. Разработка блочно-модульного агрегата для предпосевной обработки почвы. МарГУ. Йошкар-Ола. 2001. 140 с.
5. Труфанов В. В. Результаты исследования зубовых борон новой конструкции. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1986. №4. С. 12-14.
6. Фере Н. Э. Пособие по эксплуатации машинно-тракторного парка. Изд. 2-е, перераб. и доп. Москва. Колос. 1978. 256 с.
7. ДСТУ ГОСТ 30752-2003 (ИСО 789-3-93). Визначення найменшого та габаритного діаметрів кола повороту. Київ. 2003. 12 с.
8. Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин. Москва. Машиностроение. 1970. 158 с.
9. Шумилин А. В., Володин А. Н. Метод определения характеристик поворота колесного транспортного средства на недеформируемом основании. Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1993. №8. С. 15-17.
10. Кістечок О. Д. Обґрунтування схеми та параметрів орного агрегату з переднім і заднім навісним плугами: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11. Кістечок Олександр Дмитрович. Мелітополь. 2017. 137 с.
11. Надикто В. Т., Тиховод М. А. Аналіз стійкості руху боронувальної секції. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 2. P. 95-105.
12. Лурье А. Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. Ленинград. Колос. 1970. 376 с.
13. Воронов А. А., Титов В. К., Новогранов Б. Н. Основы теории автоматического регулирования и управления. Москва. Высшая школа. 1977. 519 с.

References

1. Nadykto V. T., Tykhovod M. A. (2020). The role of vapors in the preservation and accumulation of soil moisture. Proceedings of the Tavriya State Agrotechnological University. 20(2). 3-23.
2. Kolomiets A. P. (1974). Harrow-cultivator VNIS-R on beet plantations. Sugar beet. 3. 14-16.
3. Radchenko A. G. (1972). Theoretical foundations of layer-by-layer tillage. Issues of agricultural techniques for obtaining high yields. Kyiv. VNIS. 28-32.
4. Yunusov G. S. (2001). Development of block-modular unit for pre-sowing tillage. MarSU. Yoshkar-Ola. 140.
5. Trufanov V. V. (1986). The results of the study of tooth harrows of new design. Tractors and agricultural machinery. 4. 12-14.
6. Fere N. E. (1978). Manual for the operation of the machine-tractor fleet. Ed. 2nd, reworked. and ext. Moscow. Mir. 256.
7. DSTU GOST 30752-2003 (ISO 789-3-93). Determination of the smallest and overall diameters of the turning circle. Kyiv. 12.
8. Farobin E. E. (1970). Theory of rotation of transport vehicles. Moscow. Mechanical engineering. 158.
9. Shumilin A. V., Volodin A. N. (1993). Method for determining the characteristics of the rotation of a wheeled vehicle on a non-deformable base. Tractors and agricultural machinery. 8. 15-17.
10. Kistechok O. D. (2017). Substantiation of the scheme and parameters of the plow unit with front and rear mounted plows: dis. ... Cand. tech. Science: 05.05.11. Kistechok Alexander Dmitrovich. Melitopol. 137.
11. Nadykto V. T., Tykhovod M. A. (2020). Analysis of the stability of the harrowing section. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 11(2). 95-105.
12. Lurie A. B. (1970). Statistical dynamics of agricultural aggregates. Leningrad. Mir. 376.
13. Voronov A. A., Titov V. K., Novogranov B. N. (1977). Fundamentals of the theory of automatic control and management. Moscow. High school. 519.

ЭКСПЛУАТАЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА РАБОТЫ АГРЕГАТА ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПАРОВ

В. Т. Надикто, М. А. Тиховод

Аннотация. Одной из проблем ухода за парами в засушливых условиях юга Украины является отсутствие технических средств, позволяющих обеспечить наличие влаги в почве на момент посева озимых. В статье излагаются результаты эксплуатационно-технологической оценки работы машинно-тракторного агрегата в составе универсально-пропашного трактора тягового класса 1,4 и нового боронувального орудия. Его особенностью является применение плоскорезующих рабочих органов, осуществляющих разрыхление верхнего (5...6 см) слоя почвы без существенного выноса его влажной части на дневную поверхность. Данный агрегат сравнивали с базовым аналогичного назначения. Он включал трактор общего назначения

тягового класу 3 і культиватор типу КПС-8. Експериментальними дослідженнями встановлено, що використання нового машинно-тракторного агрегату для обробки парів в умовах недостатку ґрунтової вологи дозволяє підвищити продуктивність роботи мінімум на 8% і майже вдвічі зменшити удільний витрат палива. Ймовірність збереження новим бороновальним агрегатом допуску коливань глибини обробки парового поля на рівні ± 1 см становить 78%.

Ключові слова: трактор, бороновальне звено, лапа, продуктивність, поворот, витрат палива.

OPERATIONAL AND TECHNOLOGICAL EVALUATION OF THE UNIT FOR FALLOW CULTIVATION

V. T. Nadykto, M. A. Tikhovod

Abstract. One of the problems in the cultivation of fallow in the arid conditions of southern Ukraine is the lack of technical means to ensure the presence of moisture in the soil at the time of sowing winter crops. The article presents the operational and technological assessment results of the machine-tractor unit operation as part of a universal row-crop tractor of traction class 1.4 and a new harrow tool. Its feature is the use of flat-cutting working devices that loosen the upper (5...6 cm) soil layer without significant removal of its wet part to the day surface. This unit was compared with the base one for similar purposes. It included a general-purpose tractor of traction class 3 and a cultivator of the KPS-8 type. Experimental studies have established that using a new machine-tractor unit for cultivation fallow in conditions of soil moisture lack allows increasing work performance by at least 8% and almost halving the specific fuel consumption. The probability of maintaining the tolerance of fluctuations in the depth of processing of the fallow field at the level of ± 1 cm by the new harrow unit is 78%.

Key words: tractor, harrow link, share, performance, turn, fuel consumption.

В. Т. Надикто ORCID 0000-0002-1770-8297.

М. А. Тиховод ORCID 0000-0001-8463-5481.

УДК 539.3

ON SOME ASPECTS OF IMPLEMENTATION OF BOUNDARY ELEMENTS METHOD IN PLATE THEORY

A. H. Kutsenko¹, O. G. Kutsenko², V. V. Yaremenko¹

¹National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Ukraine.

²Taras Shevchenko National University of Kyiv, Ukraine.

Speciality of article: 131 – applied mechanics.

Corresponding authors: kutsenko@ukr.net.

Article history: Received – April 2021, Accepted – August 2021, Published – 30 September 2021.

Bibl. 7, fig. 5, tabl. 2.

Abstract. The article deals with the problem arising in the construction of a numerical scheme of the first-order boundary element method for plate theory. During construction of such a scheme, the initially smooth boundary of the plate is replaced by a polygonal chain. Due to this replacement the deviation of the numerical results from the actual distribution of deflections and other characteristics is arisen. The reason for this deviation lies in the so-called Sapondzyan's paradox. According to it, the deflection of a plate bounded by a regular polygon does not converge to the deflection of a circular plate with increasing of the polygon sides number. In the paper, on the basis of an analytical consideration of Sapondzyan's problem, the components of the numerical scheme of the boundary element method, which are responsible for the mentioned deviation, are pointed out. The modification of the boundary element method scheme that allows to eliminate given problem is presented. This approach is tested on the example of solving two pairs of problems for elliptical and rectangular plates. The results of numerical solution of those problems confirmed the adequacy of the proposed modification.

Key words: plate theory, deflection, boundary elements method, Sapondzyan's paradox.

Introduction

It should be noted that in modern mechanics, there are many methods for investigating the propagation of various types of waves in mechanical systems. The study of a one-dimensional and quasi-one-dimensional wave propagation problem in beams and plates led to the development of a number of analytical methods, among which we note the transfer matrix method [7]. This method consists in constructing a matrix, which binds the dynamic and kinematic characteristics. These characteristics are used for the definition the constants of the wave propagation through the eigenvalues of this matrix. Another approach is variational method [4], which is based on energy balance ratios and they are the development of Rayleigh and Rayleigh - Ritz methods.

Also, in the vast majority of cases the finite elements method is used for numerical calculations [5], [6]. However, the finite elements method can not be considered as the best complement to analytical methods in investigating of the phenomena of wave propagations, in particular, in periodic systems. Since the corresponding problems are linear boundary problems for the differential equations (ordinary or partial derivatives), the most appropriate method for these purposes is the boundary elements method (BEM). But some nuance can be occurred when boundary elements method is used for solving plate theory problems.

A few decades ago one phenomenon was discovered in the plate theory. Later this phenomenon became known as the paradox by Sapondzyan. It was sufficiently well covered in the literature [1].

In this paper we consider static (or classical) case of corresponding problem. The treatment of this problem for dynamical case has not any principal distinction.

Formulation of problem

Let us consider the essence of this phenomenon. To do this, consider the displacements of two simply supported plates, which are loaded with a constant bending moment on their borders. The plates have a difference shape. The first plate is a circular plate of the unit radius. The second plate is bounded by the regular N -polygon inscribed in the unit circle.

At first glance, it is logical to assume that due passage to the limit $N \rightarrow \infty$, the displacement of these plates must be coincide. However, calculations show that the displacements of the N -polygon plate is more small than the displacements of the round one. This fact is due to the fact that the simple supported of plates in the angular points give greater rigidity to the plate. As a result, the contribution of each angular point is arbitrarily small, but due to an increasing of their number, the total contribution aspires to a certain value.

Purpose of research

Therefore, the paradox by Sapondzyan must be taken into account when a numerical scheme of the boundary elements method with linear (the first order) elements is constructing. Since in such scheme the boundary is approximated by polygon, the Sapondzyan's paradox can lead to a violation of one of the postulates of the BEM: when the number of boundary elements is increasing the accuracy of the solution should be increasing too. To clarify this question, let us consider the above formulated problems.

Research results

As is known, in the case of a smooth boundary of the plate, the boundary equations system has the form (see for example [2] or [3]):

$$\begin{aligned} w(\bar{\xi}) &= \int_{\Gamma} \left(-V^*(\bar{x}, \bar{\xi}) w(\bar{x}) - M^*(\bar{x}, \bar{\xi}) \theta(\bar{x}) + \right. \\ &\quad \left. + \theta^*(\bar{x}, \bar{\xi}) M(\bar{x}) - w^*(\bar{x}, \bar{\xi}) V(\bar{x}) \right) d\Gamma(\bar{x}) \\ \theta(\bar{\xi}) &= \int_{\Gamma} \left(-\frac{\partial V^*(\bar{x}, \bar{\xi})}{\partial \bar{n}_{\xi}} w(\bar{x}) - \frac{\partial M^*(\bar{x}, \bar{\xi})}{\partial \bar{n}_{\xi}} \theta(\bar{x}) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\partial \theta^*(\bar{x}, \bar{\xi})}{\partial \bar{n}_{\xi}} M(\bar{x}) - \frac{\partial w^*(\bar{x}, \bar{\xi})}{\partial \bar{n}_{\xi}} V(\bar{x}) \right) d\Gamma(\bar{x}), \end{aligned} \quad (1)$$

where $\bar{x}$ and $\bar{\xi}$ — points that are lies on the plate boundary (on contour Γ); w — the deflection of the plate; θ — angle of slope of the plate; M and V — bending moment and efficient shear force in points of the plate. After solving system (1) its first relations can be used for determination of deflection within plate. In this case $\bar{\xi}$ is inner point of plate.

It has been known (see for example [2] or [3]) that the fundamental solution of the equation for the plate bending has the form:

$$w^*(\bar{x}, \bar{\xi}) = \frac{r^2}{8\pi D} \ln r, \quad (2)$$

where $r = |\bar{x} - \bar{\xi}|$, $\bar{x} = (x, y)$, $\bar{\xi} = (\xi, \eta)$.

Let us consider an axisymmetric problem for a circular plate of an unit radius (see Fig.1). This is a case where $\Gamma = S_1$ is unit circle, and w , θ , M , V are independent of $\bar{x}$.

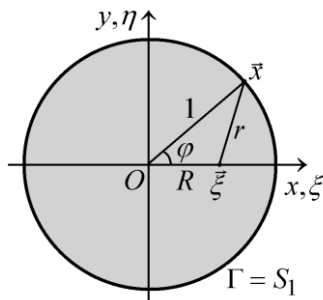


Fig. 1. The geometry of circular plate.

Without loss generality, we will accept that $\bar{\xi} = (R, 0)$. In this case the system of equations (1) can be presented in the following form:

$$\begin{aligned} w(R) &= A(R)w + B(R)\bar{\theta} + C(R)\bar{M} + D(R)\bar{V}, \\ \theta(R) &= E(R)w + F(R)\bar{\theta} + G(R)\bar{M} + H(R)\bar{V}, \end{aligned} \quad (3)$$

where

$$\bar{w} = w(1), \quad \bar{\theta} = \theta(1), \quad \bar{M} = M(1), \quad \bar{V} = V(1)$$

boundary values of corresponding characteristics. After simple but cumbersome transformations the coefficients of system (3) can be founded in the closed form:

$$\begin{aligned} A(R) &= - \int_{S_1} V^*(\bar{x}, \bar{\xi}) dS_1(\bar{x}) = \\ &= 1 + \frac{R}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{\cos \varphi - R}{1 + R^2 - 2R \cos \varphi} d\varphi = 1, \\ B(R) &= - \int_{S_1} M^*(\bar{x}, \bar{\xi}) dS_1(\bar{x}) = \\ &= \frac{1}{4\pi} + \frac{1+\nu}{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[1 + \ln(1 + R^2 - 2R \cos \varphi) \right] d\varphi + \\ &\quad + \frac{1+\nu}{4\pi} R^2 \int_0^{2\pi} \frac{\sin^2 \varphi d\varphi}{1 + R^2 - 2R \cos \varphi} = \frac{1}{4} [(3+\nu) - (1-\nu)R^2], \\ C(R) &= \int_{S_1} \theta^*(\bar{x}, \bar{\xi}) dS_1(\bar{x}) = \\ &= \frac{R}{8\pi T} \int_0^{2\pi} \left[1 + \ln(1 + R^2 - 2R \cos \varphi) \right] d\varphi = -\frac{1+R^2}{4T}, \\ D(R) &= \int_{S_1} w^*(\bar{x}, \bar{\xi}) dS_1(\bar{x}) = \\ &= \frac{R}{16\pi T} \int_0^{2\pi} \left[(1 + R^2 - 2R \cos \varphi) \times \right. \\ &\quad \left. \times \ln(1 + R^2 - 2R \cos \varphi) \right] d\varphi = \frac{R^2}{4T}, \\ E(R) &= \int_{S_1} \frac{\partial V^*(\bar{x}, \bar{\xi})}{\partial \bar{n}_{\xi}} dS_1(\bar{x}) = -\frac{dA(R)}{dR} = 0, \\ F(R) &= \int_{S_1} \frac{\partial M^*(\bar{x}, \bar{\xi})}{\partial \bar{n}_{\xi}} dS_1(\bar{x}) = -\frac{dB(R)}{dR} = \frac{1-\nu}{2} R^2, \\ G(R) &= - \int_{S_1} \frac{\partial \theta^*(\bar{x}, \bar{\xi})}{\partial \bar{n}_{\xi}} dS_1(\bar{x}) = -\frac{dC(R)}{dR} = \frac{R}{2T}, \\ H(R) &= - \int_{S_1} \frac{\partial w^*(\bar{x}, \bar{\xi})}{\partial \bar{n}_{\xi}} dS_1(\bar{x}) = -\frac{dD(R)}{dR} = -\frac{R}{2T}, \end{aligned} \quad (4)$$

where T — cylindrical stiffness of a plate, ν — Poisson's ratio. In the order of derivation of $A(R)$ it was used that

$$V^*(\bar{x}, \bar{\xi}) = Q^*(\bar{x}, \bar{\xi}) + \frac{\partial M_r^*(\bar{x}, \bar{\xi})}{\partial S_1(\bar{x})} dS_1(\bar{x}) = Q^*(\bar{x}, \bar{\xi}), \quad (5)$$

where $Q^*(\bar{x}, \bar{\xi})$ — shear force and $M_r^*(\bar{x}, \bar{\xi})$ — torsion torque.

Using (3) and (4) it would be easy to conclude that the circular plate is in a state of pure bending.

Let us consider N -angle plate which is corresponds to using of the direct boundary elements method with the first order elements to a circular plate. In this case smooth

boundary is replaced by set of N line segments Γ_j — boundary elements:

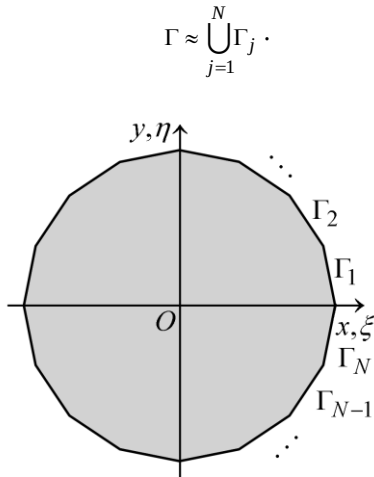


Fig. 2. The geometry of N -angle plate.

Therefore, it is hoped that

$$A(R) \approx \sum_{j=1}^N A_j, \quad B(R) \approx \sum_{j=1}^N B_j \quad (6)$$

and so on. In (6) A_j and B_j represents integral from corresponding expression along Γ_j :

$$A_j = - \int_{-a_j}^{a_j} V^*(\bar{x}_j, \bar{\xi}_j) dy_j, \quad B_j = - \int_{-a_j}^{a_j} M^*(\bar{x}_j, \bar{\xi}_j) dy_j, \quad (7)$$

where

$$V^*(\bar{x}_j, \bar{\xi}_j) = Q^*(\bar{x}_j, \bar{\xi}_j) + \frac{\partial M_{x_j y_j}^*(\bar{x}_j, \bar{\xi}_j)}{\partial y_j},$$

$$M^*(\bar{x}_j, \bar{\xi}_j) = M_{x_j}^*(\bar{x}_j, \bar{\xi}_j), \quad (8)$$

where $\bar{x}_j, \bar{\xi}_j$ are coordinates of points $\bar{x}$ and $\bar{\xi}$ in the local coordinate system, which is associated with the j -th boundary element Γ_j (see Fig. 3).

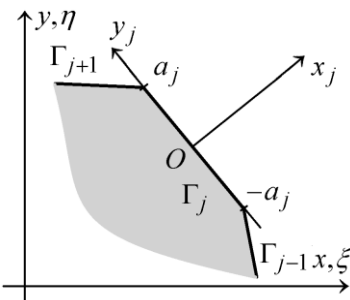


Fig. 3. Local coordinate system associated with Γ_j .

From second relationships in (7) and (8) we can derive

$$B_j(\bar{\xi}_j) = \int_{-a_j}^{a_j} M_{x_j}^*(\bar{x}_j, \bar{\xi}_j) dy_j =$$

$$= -T \int_{-a_j}^{a_j} \left(\frac{\partial w^*(\bar{x}_j, \bar{\xi}_j)}{\partial x_j^2} + \nu \frac{\partial w^*(\bar{x}_j, \bar{\xi}_j)}{\partial y_j^2} \right) dy_j =$$

$$= \frac{1}{8\pi} \left[2(1-\nu)a_j + \right.$$

$$+ 4\xi_j \left(\arctan \frac{\eta_j - a_j}{\xi_j} - \arctan \frac{\eta_j + a_j}{\xi_j} \right) +$$

$$+ (1-\nu)(\eta_j - a_j) \ln(\xi_j^2 + (\eta_j - a_j)^2) -$$

$$- (1-\nu)(\eta_j + a_j) \ln(\xi_j^2 + (\eta_j + a_j)^2) \Big].$$

It can be pronouncedly shown that

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^N B_j(\bar{\xi}_j) = \frac{1}{4} [(3+\nu) - (1-\nu)R^2] = B(R)$$

as well as

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^N C_j(\bar{\xi}_j) = C(R), \quad \lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^N D_j(\bar{\xi}_j) = D(R),$$

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^N E_j(\bar{\xi}_j) = E(R), \quad \lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^N F_j(\bar{\xi}_j) = F(R),$$

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^N G_j(\bar{\xi}_j) = G(R), \quad \lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^N H_j(\bar{\xi}_j) = H(R).$$

A completely different type of situation occurs with coefficient A . Accordantly to first relationships in (7) and (8) this coefficient can be divided on two parts:

$$A_j^{(1)}(\bar{\xi}_j) = - \int_{-a_j}^{a_j} Q^*(\bar{x}_j, \bar{\xi}_j) dy_j =$$

$$= \frac{1}{2\pi} \left[\arctan \frac{\eta_j - a_j}{\xi_j} - \arctan \frac{\eta_j + a_j}{\xi_j} \right] \quad (9)$$

and

$$A_j^{(2)}(\bar{\xi}_j) = - \int_{-a_j}^{a_j} \frac{\partial M^*(\bar{x}_j, \bar{\xi}_j)}{\partial y_j} dy_j =$$

$$= \frac{1-\nu}{4\pi} \left[\frac{\xi_j(\eta_j - a_j)}{\xi_j^2 + (\eta_j - a_j)^2} - \frac{\xi_j(\eta_j + a_j)}{\xi_j^2 + (\eta_j + a_j)^2} \right]. \quad (10)$$

It is worth mentioning that

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^N A_j^{(1)}(\bar{\xi}_j) = 1,$$

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^N A_j^{(2)}(\bar{\xi}_j) = \frac{1-\nu}{2} (1-R^2). \quad (11)$$

Consequently,

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^N A_j(\bar{\xi}_j) =$$

$$= \lim_{N \rightarrow \infty} \sum_{j=1}^N [A_j^{(1)}(\bar{\xi}_j) + A_j^{(2)}(\bar{\xi}_j)] \neq A(R). \quad (12)$$

Relation (12) is the heart of the matter of Sapondzian's paradox.

Therefore, replacing the smooth contour by a polygon adds the component of the shear force, which is corresponding to the torque, and gives deviation in ending

result. The comparative analysis of the expressions (10)–(12) with first expression (4) leads to the following conclusion: for implementing the numerical scheme of the direct boundary first-order elements method the shear force $Q^*(\bar{x}, \bar{\xi})$ must be use instead of efficient shear force $V^*(\bar{x}, \bar{\xi})$.

For verification of hypothesis, two problems were considered for the elliptical and for the square plates. The elliptical plate has the principal radiuses $r_x = 2$, $r_y = 1$ and the square plate has unit length of side. Poisson's ratio of plates material is equal to 0.3. In the first problem the plates have been simply supported and constant value of bending moment $\bar{M} = T$ along boundary was specified. Also it was assumed that the deflection of plate along boundary is absent: $\bar{w} \equiv 0$. Second problem corresponds similar conditions, but deflection of plate along boundary was assumed equal constant nonzero value: $\bar{w} \equiv 1$.

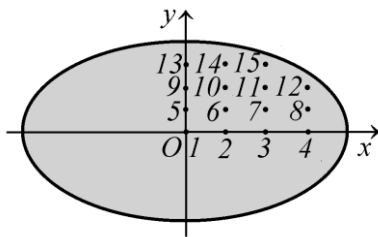


Fig. 4. Geometry and calculation points of elliptical plate.

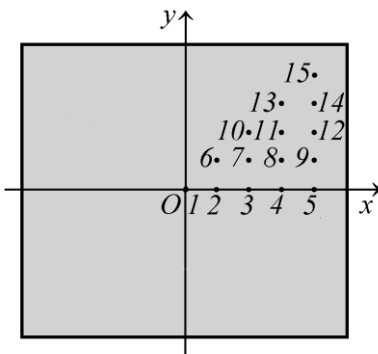


Fig. 5. Geometry and calculation points of elliptical plate.

Since the coefficient $V^*(\bar{x}, \bar{\xi})$ is included in the equation as coefficient of the term of deflection, in the case where the deflection is zero at the boundary, it should not effect on the final result. But in the case when $\bar{w} \neq 0$ it matters whether we take for the corresponding coefficient term $V^*(\bar{x}, \bar{\xi})$ or term $Q^*(\bar{x}, \bar{\xi})$. The scheme of boundary element method with term $V^*(\bar{x}, \bar{\xi})$ shall be called full scheme and the scheme with term $Q^*(\bar{x}, \bar{\xi})$ shall be called short scheme.

For both scheme the results of first problem solving are identical to within 4 decimals. Such situation takes place for both plates. These solutions will be considering as exact solutions of problems.

Table 1. The relative deflection ($w(x, y) - \bar{w}$) of elliptical plate.

№	x	y	first problem ($\bar{w} = 0$)	second problem ($\bar{w} = 1$)	
				full scheme	short scheme
1	0.00	0.00	0.4973	0.4261	0.4973
2	0.50	0.00	0.4700	0.4057	0.4700
3	1.00	0.00	0.3860	0.3530	0.3860
4	1.50	0.00	0.2371	0.2757	0.2371
5	0.00	0.25	0.4657	0.3991	0.4657
6	0.50	0.25	0.4381	0.3772	0.4381
7	1.00	0.25	0.3531	0.3183	0.3531
8	1.50	0.25	0.2024	0.2231	0.2024
9	0.00	0.50	0.3713	0.3185	0.3714
10	0.50	0.50	0.3429	0.2935	0.3429
11	1.00	0.50	0.2553	0.2215	0.2553
12	1.50	0.50	0.0999	0.0952	0.0999
13	0.00	0.75	0.2154	0.1855	0.2154
14	0.50	0.75	0.1858	0.1583	0.1858
15	1.00	0.75	0.0947	0.0783	0.0947

Table 2. The relative deflection ($w(x, y) - \bar{w}$) of square plate

№	x	y	first problem ($\bar{w} = 0$)	second problem ($\bar{w} = 1$)	
				full scheme	short scheme
1	0.00	0.00	0.0738	0.1460	0.0738
2	0.10	0.00	0.0713	0.1412	0.0713
3	0.20	0.00	0.0635	0.1259	0.0635
4	0.30	0.00	0.0498	0.0975	0.0498
5	0.40	0.00	0.0291	0.0546	0.0291
6	0.10	0.10	0.0688	0.1370	0.0688
7	0.20	0.10	0.0614	0.1233	0.0614
8	0.30	0.10	0.0482	0.0969	0.0482
9	0.40	0.10	0.0283	0.0550	0.0283
10	0.20	0.20	0.0549	0.1143	0.0549
11	0.30	0.20	0.0434	0.0945	0.0434
12	0.40	0.20	0.0257	0.0568	0.0257
13	0.30	0.30	0.0347	0.0868	0.0347
14	0.40	0.30	0.0209	0.0612	0.0209
15	0.40	0.40	0.0131	0.0642	0.0131

Conclusions

1. Comparison the results of first and second problem solving, which are showed in the table 1 and table 2, lend support to the validity of the hypothesis that it necessity use shear force $Q^*(\bar{x}, \bar{\xi})$ instead of shear force $V^*(\bar{x}, \bar{\xi})$ in the numerical scheme of the direct boundary elements method of first-order.

2. From author's standpoint, the assumption based on the consideration of Sapondzyan's paradox had not been adequately explored in the literature on the method of boundary elements [2], [3]. Therefore, all of the above in this article may be a prerequisite for further discussion.

References

1. *Panovko Ya. G.* (1985). Solid mechanics. Moscow. 288.
2. *Banerjee P. K., Butterfield R.* (1981). Boundary element methods in engineering science. London. 452.
3. *Brebbia C. A., Telles J. C. F., Wrobel L. C.* (1984). Boundary Element Techniques. Berlin. 464.
4. *Mead D. J., Mallik A. K.* (1976). An approximate method of predicting the responds of periodically supported beams subjected to random convected loading. *Journal Sound and Vibration*. 47(4). 457-471.
5. *Mace B. R., Duhamel D., Brennan M. J., Hinke L.* (2005). Finite element prediction of wave motion in structural waveguides. *Journal of the Acoustical Society of America*. 117. 2835-2843.
6. *Mencik J. M., Ichchou M. N.* (2007). Wave finite elements in guided elastodynamics with internal fluid. *International Journal of Solid And Structures*. 44. 2148-2167.
7. *Zhong W. X., Williams F. W.* (1995). On the direct solution of wave propagation for repetitive structures. *Journal Sound and Vibration*. 181(3). 485-501.

Список літератури

1. *Пановко Я. Г.* Механика деформируемого твердого тела. Москва. 1985. 288 с.
2. *Banerjee P. K., Butterfield R.* Boundary element methods in engineering science. London. 1981. 452 p.
3. *Brebbia C. A., Telles J. C. F., Wrobel L. C.* Boundary Element Techniques. Berlin. 1984. 464 p.
4. *Mead D. J., Mallik A. K.* An approximate method of predicting the responds of periodically supported beams subjected to random convected loading. *Journal Sound and Vibration*. 1976. Vol.°47. No°4. P. 457-471.
5. *Mace B. R., Duhamel D., Brennan M. J., Hinke L.* Finite element prediction of wave motion in structural waveguides. *Journal of the Acoustical Society of America*. 2005. Vol. 117. P. 2835-2843.
6. *Mencik J. M., Ichchou M. N.* Wave finite elements in guided elastodynamics with internal fluid. *International Journal of Solid And Structures*. 2007. Vol.°44. P. 2148-2167.
7. *Zhong W. X., Williams F. W.* On the direct solution of wave propagation for repetitive structures. *Journal Sound and Vibration*. 1995. Vol.°181. No°3. P.°485-501.

ПРО ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ РЕАЛІЗАЦІЇ МЕТОДУ ГРАНИЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ У ТЕОРІЇ ЗГИНУ ПЛАСТИН

А. Г. Куценко, О. Г. Куценко, В. В. Яременко

Анотація. У роботі розглянута проблема, яка виникає при побудові чисельної схеми методу граничних елементів першого порядку в теорії пластин. При побудові такої схеми початково гладка границя пластини замінюється ламаною. При цьому виникає невідповідність чисельних результатів дійсному розподілу прогинів та інших характеристик. Причина даної невідповідності лежить в, так званому,

парадоксі Сапонджяна. У відповідність до нього прогин пластини у вигляді правильного багатокутника не прагне до прогину круглої пластини при збільшенні кількості сторін багатокутника. У роботі вказані складові чисельної схеми методу граничних елементів, відповідальні за зазначену невідповідність, та представлена модифікація схеми, яка дозволяє усунути вказану проблему. Даний підхід був апробований на прикладі розв'язку двох пар задач для еліптичної і прямокутної пластин. Чисельні результати розв'язку задач показали адекватність запропонованої схеми.

Ключові слова: теорія пластин, прогин, метод граничних елементів, парадокс Сапонджяна

О НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЯХ РЕАЛИЗАЦИИ МЕТОДА ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ В ТЕОРИИ ИЗГИБА ПЛАСТИН

Ан. Г. Куценко, Ал. Г. Куценко, В. В. Яременко

Аннотация. В статье рассмотрена проблема, которая возникает при построении численной схемы метода граничных элементов первого порядка в теории пластин. При построении такой схемы изначально гладкая граница пластинки заменяется ломаной. При этом возникает несоответствие численных результатов действительному распределению прогибов и прочих характеристик. Причина данного несоответствия лежит в так называемом парадоксе Сапонджяна. В соответствии с ним прогиб пластинки в виде правильного многоугольника не стремится к прогибу круглой пластинки при увеличении количества сторон многоугольника. В работе указаны составляющие численной схемы метода граничных элементов, ответственные за отмеченное несоответствие, и представлена модификация схемы, позволяющая устранить данную проблему. Данный подход был апробирован на примере решения двух пар задач для эллиптической и прямоугольной пластин. Численные результаты решения задач показали адекватность предложенной схемы.

Ключевые слова: теория пластин, прогиб, метод граничных элементов, парадокс Сапонджяна

A. H. Kutsenko ORCID 0000-0003-1808-6773.

O. G. Kutsenko ORCID 0000-0001-5089-0409.

V. V. Yaremenko ORCID 0000-0002-3271-6287.

УДК 514.18

ЗОВНІШНЄ КОЧЕННЯ БАГАТОКУТНИКА ПО ЗАМКНЕНОМУ КРИВОЛІНІЙНОМУ ПРОФІЛЮ

Т. А. Кресан

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття зі спеціальності: 131 – прикладна механіка.

Кореспонденція автора: tanyakresan@i.ua.

*Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.
Бібл. 20, рис.5, табл. 0.*

Анотація. Конструювання замкненого профілю, у якого криволінійні елементи торкаються кола, є важливим для проектування центроїд некруглих коліс. При коченні багатокутника по такому профілю його центр рухається по колу. Якщо обидва центри (центр криволінійного профілю і центр багатокутника) будуть нерухомими, то можна здійснити кочення цих фігур з одночасним обертанням навколо своїх центрів. Однією центроїдою буде багатокутник, іншою – побудований замкнений профіль.

Розглянуто кочення плоскої фігури у вигляді рівностороннього багатокутника по криволінійному профілю. Профіль є періодичним і утворюється послідовним з'єднанням дуги симетричної кривої так, що її кінці опираються на коло заданого радіуса. Рівняння кривої, з дуги якої конструюється криволінійний профіль, знайдено за умови, що центр багатокутника при його коченні по профілю, теж має рухатися по колу. Кочення відбувається за відсутності ковзання, тому довжина дуги кривої дорівнює довжині сторони багатокутника.

Для знаходження рівнянь кривої профілю складено диференціальне рівняння першого порядку і отримано аналітичний розв'язок. Параметричні рівняння кривої отримано в полярній системі координат. Знайдено межі зміни кутового параметра для побудови елемента профілю, який є частиною дуги кривої. За отриманими рівняннями побудовано криволінійний профіль з різним числом їх елементів. Встановлено математичну залежність між радіусом кола, по якому рухається центр багатокутника при його коченні, та радіусом описаного кола самого багатокутника.

Ключові слова: рівносторонній багатокутник, криволінійний профіль, зовнішнє кочення, диференціальне рівняння, центроїди.

При коченні багатокутника по такому профілю його центр рухається по прямій лінії.

Аналіз останніх досліджень

Дослідженню кочення плоских фігур одна по одній присвячено багато праць. Загальновідомими є приклади кочення прямолінійного відрізка по кривій і навпаки – кочення криволінійного профілю по прямій. Для першого випадку класичним є кочення прямої по колу, в результаті якого точка прямої описує евольвенту кола, і для другого – кочення кола по прямій, в результаті якого точка кола описує циклоїду [2]. В праці [3] наведено відомості про кочення кривих другого порядку по прямій лінії. Траєкторією фокуса при такому коченні є відомі криві.

Формоутворення плоских кривих за заданими кінематичними параметрами розглянуто в праці [4]. Основи проектування некруглих коліс для зубчатих зачеплень наведено в праці [5]. Геометричне моделювання центроїд некруглих коліс отримало подальший розвиток в працях [6–8]. Застосування некруглих коліс в зубчатих передачах розглянуто в працях [9 – 17, 19, 20], в ланцюгових приводах – в монографії [18].

Мета досліджень

Розробити аналітичний опис криволінійного замкненого профілю, по якому рівносторонній багатокутник буде перекочуватися без ковзання і його центр рухатиметься по колу заданого радіуса.

Результати досліджень

В праці [1] розглянуто деякі плоскі фігури, в тому числі багатокутники, які можуть перекочуватися по криволінійному періодичному профілю без ковзання. Профіль утворено рівними симетричними криволінійними елементами їх послідовним з'єднанням так, що кінці елементів опираються на пряму лінію.

Кочення багатокутника розглянемо на прикладі квадрата. Нам потрібно знайти форму плоского профілю, по якому квадрат буде перекочуватися без ковзання, і його центр буде рухатися по колу радіуса r (рис. 1,а). Перекочування квадрата можна розглядати на прикладі перекочування трикутника, основою якого є сторона квадрата, а висотою – відстань $AC=a$ від

Постановка проблеми

його центру до сторони. В початковому положенні висота AC розташована на осі Ox (рис. 1,а). При перекочуванні квадрата його центр рухається по колу радіуса r , а сторона котиться по кривій, яку необхідно знайти. Наступає момент, коли точкою контакту квадрата із кривою стає його вершина. Діагональ $A'C'$ в цьому положенні проходить через початок координат – точку O . Очевидно, що довжина s дуги AA' дорівнює довжині половини сторони квадрата (рис. 1,а). При коченні сторона квадрата є дотичною до кривої, а в положенні, коли точкою дотику є його вершина, відбувається дотик обох сторін квадрата до кривих. При подальшому коченні процес повторюється. Таким чином, прямолінійний плоский профіль буде складатися із рівних дуг, які перетинаються на колі радіуса r під прямим кутом (рис. 1,а).

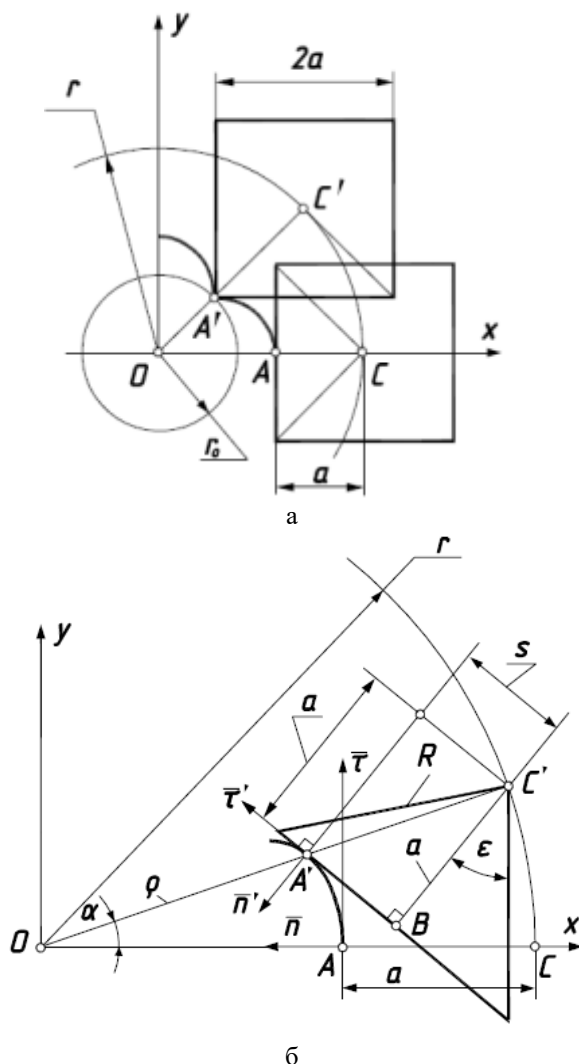


Рис. 1. Графічні ілюстрації до кочення квадрата по криволінійному контуру: а) схематичне зображення двох положень квадрата при його коченні; б) поточна точка дотику A' в полярній системі координат.

Fig. 1. Graphic illustrations for rolling a square along a curvilinear contour: a) schematic representation of the two positions of the square when it is rolling; b) the current point of contact A' in the polar coordinate system.

На рис. 1,а показано, що в положенні, коли точкою контакту з кривою є вершина квадрата, його центр знаходиться на радіус-векторі OC' . Це стосується будь-якої поточної точки контакту сторони квадрата із кривою. Нехай трикутник, який є четвертою частиною квадрата, торкається кривої в поточній точці A' (рис. 1,б). Оскільки його кочення відбувається без ковзання, то поточну точку контакту A' можна розглядати, як миттєвий центр обертання відрізка $A'C'$ навколо неї. В такому випадку напрям швидкості точки C' має бути перпендикулярним до відрізка $A'C'$. Однак за умовою точка C' рухається по колу радіуса r , тобто вона має бути перпендикулярною до радіус-вектора OC' . Таким чином, центр квадрата C' (або вершина відповідного трикутника, основою якого є сторона квадрата), і точка контакту сторони квадрата A' розташовані на спільному радіус-векторі, що виходить із початку координат. Завдяки цьому рівняння кривої профілю зручно розглядати в полярній системі координат.

Позначимо відстань від початку координат до точки дотику $OA' = \rho$ (рис. 1,б), де ρ є функцією кута α : $\rho = \rho(\alpha)$. Стала відстань r є сумою двох відрізків змінної довжини: $r = \rho + A'C'$. Довжину гіпотенузи $A'C'$ можна знайти із прямокутного трикутника $A'C'B$. Знайдемо вирази довжин катетів $A'B$ і BC' для поточної точки A' дотику. Для кращого розуміння процесу кочення розглянемо рухому систему координат – супровідний тригранник кривої профілю, у якого орт $\bar{\tau}$ є дотичним до неї, орт $\bar{n}$ – перпендикулярним, а орт бінормалі $\bar{b}$ проєкціюється в точку. Вершиною тригранника є точка A в його початковому положенні, при цьому висота AC лежить на осі Ox (рис. 1,а,б), яка збігається з ортом головної нормалі $\bar{n}$ (рис. 1,б). При коченні трикутника точка контакту A' , яка є вершиною тригранника, рухається по кривій, причому орт $\bar{\tau}$ залишається дотичним до кривої. В початковому положенні $\bar{\tau}\bar{n}$ тригранника точки A і B збігалися, а висота a трикутника збігалася із ортом $\bar{n}$. При коченні трикутника по кривій тригранник займає нове положення $\bar{\tau}'\bar{n}'$ з вершиною в точці A' (рис. 1,б). Координати точки C' в його системі мають наступні координати. Відрізок $A'B$ дорівнює довжині дуги AA' кривої: $AA' = A'B = s$. Висота a трикутника при його коченні залишається паралельною головній нормалі $\bar{n}$. Отже, довжину відрізка $A'C'$ визначаємо за теоремою Піфагора: $A'C' = \sqrt{s^2 + a^2}$. Вираз $r = \rho + A'C'$ можна записати наступним чином:

$$r = \rho + \sqrt{s^2 + a^2}. \quad (1)$$

Розв'яжемо рівняння (1) відносно s :

$$s = \sqrt{(r - \rho)^2 - a^2}. \quad (2)$$

Запишемо параметричні рівняння кривої профілю в полярній системі координат:

$$\begin{aligned} x &= \rho \cos \alpha; \\ y &= \rho \sin \alpha. \end{aligned} \quad (3)$$

Знайдемо вираз довжини дуги s кривої (3). Для цього визначаємо її перші похідні:

$$\begin{aligned} x' &= \rho' \cos \alpha - \rho \sin \alpha; \\ y' &= \rho' \sin \alpha + \rho \cos \alpha. \end{aligned} \quad (4)$$

За відомою формулою запишемо:

$$\frac{ds}{d\alpha} = \sqrt{x'^2 + y'^2} = \sqrt{\rho^2 + \rho'^2} \quad (5)$$

З іншої сторони, похідну дуги s знайдемо диференціюванням виразу (2):

$$\frac{ds}{d\alpha} = -\frac{\rho'(r-\rho)}{\sqrt{(r-\rho)^2 - a^2}}. \quad (6)$$

Прирівняємо вирази (5) і (6) і розв'яжемо відносно ρ' :

$$\frac{d\rho}{d\alpha} = \frac{\rho}{a} \sqrt{(r-\rho)^2 - a^2}. \quad (7)$$

Диференціальне рівняння першого порядку (7) отримано на основі рівності дуг кривої профілю і сторони квадрата, яка котиться по ній без ковзання. Висоту a трикутника можна знайти через кут ε : $a = R \cdot \cos \varepsilon$, де R – довжина сторони трикутника, яка дорівнює радіусу описаного навколо квадрата кола. Узагальнимо цей вираз на багатокутник із довільним числом n сторін. Кут ε в такому випадку залежатиме від числа сторін багатокутника: $\varepsilon = \pi/n$. Диференціальне рівняння (7) для багатокутника з довільним числом n сторін, вписаного у коло радіуса R , запишеться:

$$\frac{d\rho}{d\alpha} = \frac{\rho}{R \cos(\pi/n)} \sqrt{(r-\rho)^2 - R^2 \cos^2(\pi/n)}. \quad (8)$$

Диференціальне рівняння (8) має аналітичний розв'язок. За умови, що при $\alpha=0$ $\rho=r-a=r-R \cdot \cos(\pi/n)$, знаходимо відповідне значення сталої інтегрування. Із врахуванням цієї сталої розв'язок рівняння (8) приймає остаточний вигляд:

$$\rho = \frac{r^2 - R^2 \cos^2(\pi/n)}{r + R \cos(\pi/n) \cosh\left(\alpha \sqrt{\frac{r^2}{R^2 \cos^2(\pi/n)} - 1}\right)}. \quad (9)$$

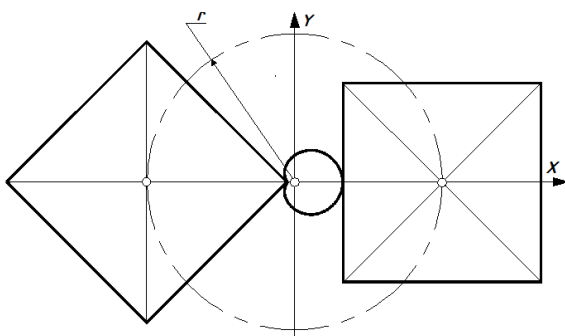


Рис. 2. Криволінійний профіль, при повному обкочуванні якого квадрат робить $1/4$ оберту.

Fig. 2. Curvilinear profile, with complete rolling of which the square makes quarter of a turn.

Підстановка (9) в (3) дасть параметричні рівняння кривої. Для конструювання профілю нам потрібна обмежена дуга. Величина цієї дуги зумовлена мінімальним значенням радіус-вектора $\rho=r_0$ (рис. 1,а). В свою чергу, $r_0=r-A'C'=r-R$. Підставимо в (9) $\rho=r-R$ і розв'яжемо відносно α :

$$\begin{aligned} \alpha_0 &= \pm \frac{R \cos(\pi/n)}{\sqrt{r^2 - R^2 \cos^2(\pi/n)}} \times \\ &\times \operatorname{Arc} \cosh\left(\frac{r - R \cos^2(\pi/n)}{(r-R) \cos(\pi/n)}\right). \end{aligned} \quad (10)$$

Потрібна дуга кривої при заданих значеннях r , R і n будувється за рівняннями (3) із врахуванням (9) при зміні кута α в межах $\alpha = -\alpha_0 \dots \alpha_0$. Однак в цьому випадку ми не зможемо розмістити необхідну кількість дуг так, щоб вийшов замкнений профіль. Якщо ми хочемо побудувати профіль із чотирьох дуг, то кут $\alpha_0 = \pm \pi/4$ (цей випадок зображено на рис. 1,а). Величина кута α_0 визначається діленням числа π на число дуг. Таким чином, при заданому числі дуг профілю і числі сторін багатокутника із двох радіусів r і R ми можемо задати тільки один, оскільки кут α_0 теж буде заданим.

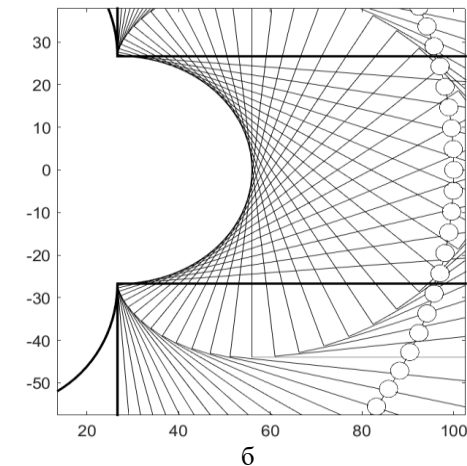
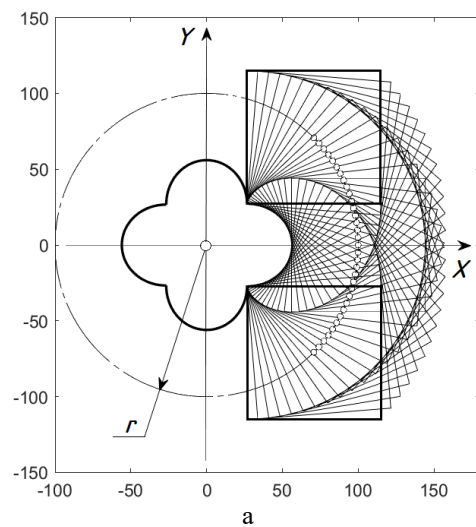


Рис. 3. Криволінійний профіль із чотирьох елементів, при повному обкочуванні якого квадрат робить один оберт:

- а) множина положень квадрата при його перекочуванні по дузі профілю;
- б) збільшений фрагмент елемента профілю.

Fig. 3. Curvilinear profile of four elements, when complete rolling along it, the square makes one turn:

- а) the set of positions of the square when it is rolling along the arc of the profile;
- б) enlarged fragment of the profile element.

Розв'язати рівняння (10) відносно одного із радіусів r або R не вдається, тому потрібно застосовувати чисельні методи. Слід зазначити, що криволінійний профіль може складатися і з однієї дуги. Якщо багатокутник є квадратом, то при $\alpha_0 = \pm\pi$, $n=4$, $r=100$, знаходимо: $R=95,28$. На рис. 2 побудовано криволінійний профіль і квадрат у двох положеннях із протилежних сторін. При повному обкочуванні профілю тільки одна сторона квадрата контактує з ним, тобто квадрат робить $\frac{1}{4}$ оберту.

Якщо криволінійний профіль складається із чотирьох елементів, то квадрат при повному обкочуванні профілю робить один оберт.

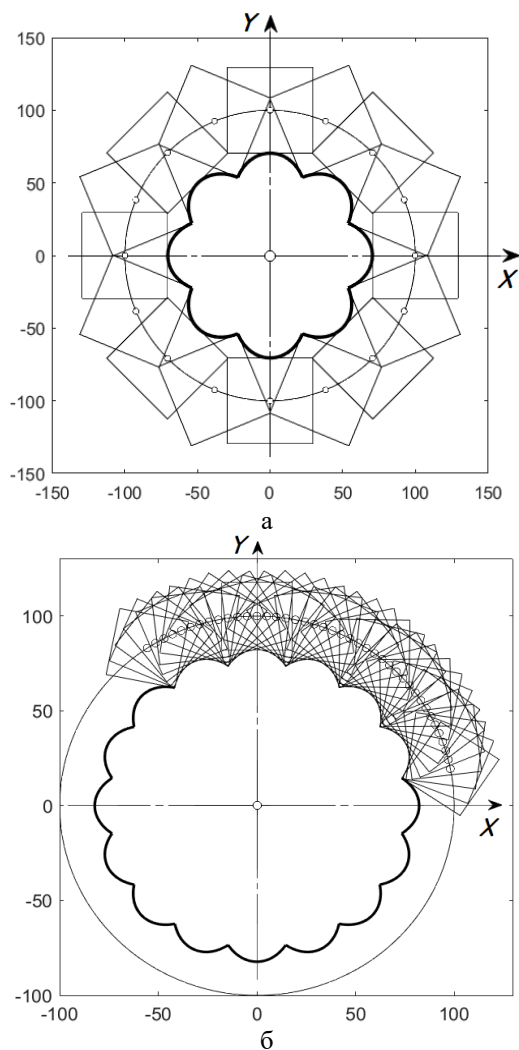


Рис. 4. Криволінійні профілі із різним числом обертів квадрата:

а) квадрат при повному обкочуванні профілю робить два оберти;

б) квадрат при повному обкочуванні профілю робить чотири оберти.

Fig. 4. Curvilinear profiles with different number of turns of a square:

а) a square when complete rolling along profile makes two turns;

б) a square when complete rolling along profile makes four turns.

Повторивши обчислення при $\alpha_0 = \pm\pi/4$, $n=4$, $r=100$, знаходимо: $R=62,27$. На рис. 3 побудовано

криволінійний профіль із чотирьох елементів та множину положень квадрата при його перекочуванні по одному із елементів. Послідовне переміщення центра квадрата при його перекочуванні показано колами. В крайніх положеннях квадрата, коли його вершини є точками дотику із профілем, сторони квадрата зображені потовщеними.

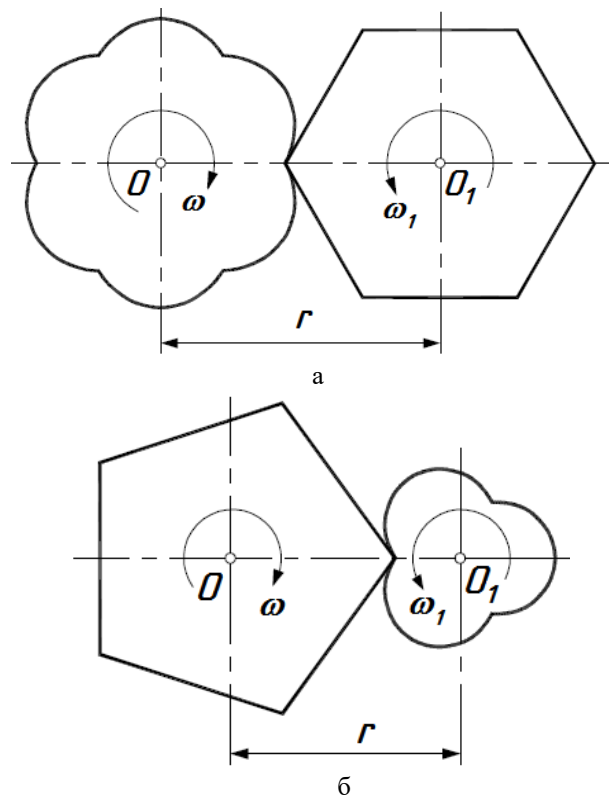


Рис. 5 Багатокутники та криволінійні профілі із різним числом сторін і криволінійних елементів при $r=100$:

а) шестикутник з радіусом описаного кола $R=54,93$ і відповідний криволінійний профіль із шістьма елементами;

б) п'ятикутник з радіусом описаного кола $R=71,47$ і відповідний криволінійний профіль із трьома елементами.

Fig. 5. Polygons and curvilinear profiles with different number of sides and curvilinear elements at $r = 100$:

а) a hexagon with a radius of the circumscribed circle $R=54,93$ and a corresponding curvilinear profile with six elements;

б) a pentagon with a radius of the circumscribed circle $R=71,47$ and a corresponding curvilinear profile with three elements.

Слід зазначити, що для фізичного обкочування багатокутника по криволінійному профілю існує обмеження на число його сторін. Число сторін багатокутника не може бути менше чотирьох. Це пояснюється наступним чином. При коченні багатокутника його вершина описує відому криву – евольвенту. Її властивістю є те, що в момент відриву від кривої точка прямої, яка котиться по ній (в нашому випадку кінець сторони квадрата), рухається перпендикулярно до неї. Це видно із збільшеного фрагмента на рис. 3,б. Якби

багатокутником був трикутник, то кут між сусідніми елементами становив би 60° і фізичне кочення було б неможливим. Розглянутий підхід дозволяє конструювати криволінійний профіль, який би забезпечував необхідну кількість обертів багатокутника при повному обкочуванні профілю. Вона визначається відношенням числа елементів профілю до числа сторін багатокутника.

На рис. 4,а побудовано профіль, що складається із 8 елементів. При $r=100$ радіус описаного кола квадрата становить $R=41,76$. При повному обкочуванні профілю квадрат робить 2 оберти. Для забезпечення 4 обертів профіль має становити 16 елементів, при цьому радіус $R = 25,13$ (рис. 4,б).

При необмеженому зростанні числа n сторін багатокутника він перетворюється у коло, а радіус-вектор ρ – у сталу величину $r-R$, тобто r_o (рис. 1,а). Кількість обертів кола радіуса R при повному обкочуванні кола радіуса r_o визначається відношенням цих радіусів.

Співвідношення числа сторін багатокутника і елементів криволінійного профілю може бути різним (рис. 5). Такі фігури можуть котитися одна по одній з одночасним обертанням навколо нерухомих центрів O і O_1 з кутовими швидкостями ω і ω_1 , тобто можуть служити центроїдами для проектування некруглих зубчатих коліс [6 – 8]. Задана величина γ служить міжцентровою відстанню.

При обертанні одного некруглого колеса із сталою кутовою швидкістю друге буде обертатися із змінною кутовою швидкістю. Це зумовлено змінною величиною радіусів від центрів коліс до точки контакту під час обертання. Радіус-вектор ρ змінюється від максимальної величини при $\alpha=0$ до мінімальної $\rho=r_o=r-R$ (рис. 1,а, точки A і A'). Ця різниця відстаней і є різницею між максимальним і мінімальним значенням відстані від осі обертання багатокутника до точки контакту із криволінійним профілем. Вона зменшується по мірі збільшення числа сторін багатокутника, а також по мірі збільшення числа криволінійних елементів профілю, що можна простежити для квадрата на рис. 2 – рис. 4.

Висновки

1. Аналітичний опис кочення багатокутника по криволінійному замкненому профілю може бути використаний для проектування некруглих коліс зубчатих зацеплень. Для здійснення фізичної можливості кочення число сторін багатокутника повинне бути не менше чотирьох.

2. Для проектування криволінійної центроїди потрібно задати міжцентрову відстань, число сторін багатокутника, який служить іншою центроїдою, і співвідношення числа обертів цих центроїд. Довжина елемента центроїди дорівнює довжині сторони багатокутника. Число елементів центроїди може становити будь-яке ціле число, починаючи із одиниці.

3. Збільшення числа елементів криволінійної центроїди і числа сторін багатокутника підвищує рівномірність обертання однієї центроїди по відношенню до іншої.

Список літератури

1. Заика П. М. Избранные задачи земледельческой механики. Киев. Изд-во УСХА. 1992. 507 с.
2. Савелов А. А. Плоские кривые. Систематика, свойства, применения. Москва. Физматгиз. 1960. 294 с.
3. Гильберт Д., Кон-Фоссен С. Наглядная геометрия. Изд. 3-е. Москва. Наука. 1981. 344 с.
4. Pylypaka S. F., Nesvidomin V. M., Klendii M. B., Rogovskii I. L., Kresan T. A., Trokhaniak V. I. Conveyance of a particle by a vertical screw, which is limited by a coaxial fixed cylinder. Bulletin of the Karaganda University – Mathematics. 2019. Vol. 95. Issue 3. P. 108-118. doi 10.31489/2019M2/108-119.
5. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. Москва. Наука. 1968. 584 с.
6. Коврегін В. В., Маловик І. В. Аналітичний опис центроїд не круглих зубчатих коліс. Праці ТДАТУ. Вип. 4. Прикладна геометрія та інженерна графіка. Т. 49. 2011. С. 125-129.
7. Легета Я. П., Шоман О. В. Геометричне моделювання центроїд не круглих зубчастих коліс за передавальною функцією. Геометричне моделювання та інформаційні технології. Науковий журнал: МНУ імені О. Сухомлинського. № 2. 2016. С. 59-63.
8. Легета Я. П. Опис та побудова спряжених центроїд некруглих зубчастих коліс. Сучасні проблеми моделювання. 2014. Вип. 3. С. 87-92.
9. Падалко А. П., Падалко Н. А. Зубчатая передача с некруглым колесом. Теория механизмов и машин. 2013. № 2. Том 11. С. 89-96. Режим доступа: <http://tmm.spbstu.ru/22/padalko.pdf>.
10. Соболев А. Н., Некрасов А. Я., Арбузов М. О. Моделирование механических передач с некруглыми зубчатыми колесами. Вестник МГУ «Станкин». 2017. № 1(40). С. 48-51. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=28904475>.
11. Lyashkov A. A., Panchuk K. L., Khasanova I. A. Automated geometric and computer-aided noncircular gear formation modeling Journal of Physics: Conference Series. 2018. Vol. 1050. Режим доступа: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1050/1/012049>.
12. Han J., Li D. Z., Gao T., Xia L. Research on Obtaining of Tooth Profile of Non-Circular Gear Based on Virtual Slotting. The 14th IFToMM World Congress. 2015. Режим доступа: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1050/1/012049>.
13. Mundo D. Geometric design of a planetary gear train with non-circular gears. Mechanism and Machine Theory. 2006. № 41. P. 456-472. Режим доступа: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0094114X05001096>.
14. Ottaviano E., Mundo D., Danieli A. G., Ceccarelli M. Numerical and experimental analysis of non-circular gears and cam-follower system as function generators. Mechanism and Machine Theory. 2008. № 8. P. 996-1008. Режим доступа: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0094114X07001280>.
15. Vasie M., Andrei L. Technologies for Non-Circular Gear Generation and Manufacture. The Annals “Dunareade Jos” of Galati Fascicle V. Technologies in

machinebuilding. 2010. Режим доступа: http://www.cmrs.ugal.ro/TMB/2010/L27_Fascicula%20V_2010_Vasie_Andrei.pdf.

16. Doege E., Hindersmann M. Optimize Kinematics of Mechanical Presses with NonCircular Gears. *Annals of the CIRP*. Vol. 46/1. 1997. P. 213-216.

17. Smith W. C. The Math of Noncircular Gearing. *Gear Technology*. 2000. P. 18-21. Режим доступа: <https://www.geartechnology.com/issues/0700x/smith.pdf>.

18. Утумов Н. П. Цепные приводы с некруглыми зубчатыми колёсами: монография. Луганск. Ноулидж. 2011. 198 с.

19. Lyashkov A. A., Panchuk K. L., Khasanova I. A. Automated Geometric and Computer-aided Non-Circular Gear Formation Modeling. *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 1050(1). art. no. 012049. Режим доступа: <http://iopscience.iop.org/journal/1742-6596>.

20. Lin C., Wu X. Calculation and characteristic analysis of tooth width of eccentric helical curve-face gear. *Iranian Journal of Science and Technology - Transactions of Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 43(4). P. 781-797. Режим доступа: <https://link.springer.com/journal/40997>.

References

1. Zaika P. M. (1992). Selected problems of agricultural mechanics. Kyiv. Ukrainian Agricultural Academy Publishing House. 507.

2. Savelov A. A. (1960). Flat curves. Systematics, properties, applications. Moscow. State publishing house of physical and mathematical literature. 294.

3. Hilbert D., Kon-Vossen S. (1981). Visual Geometry. Moscow. Science. 344.

4. Pylypaka S. F., Nesvidomin V. M., Klendii M. B., Rogovskii I. L., Kresan T. A., Trokhaniak V. I. (2019). Conveyance of a particle by a vertical screw, which is limited by a coaxial fixed cylinder. *Bulletin of the Karaganda University – Mathematics*. 95(3). 108-118. doi 10.31489/2019M2/108-119.

5. Litvin F. L. (1968). Theory of gears. Moscow. Science. 584.

6. Kovrigin V. V., Molovik I. V. (2011). Analytical description of centroids of non-circular gears. *Proceedings of the Tavriya State Agrotechnological University*. No. 4. Applied geometry and engineering graphics. 49. 125-129.

7. Legeta Ya. P., Showman O. V. (2016). Geometric modeling of centroids of non-circular gears by transfer function. *Scientific journal: Mykolaiv National University named after V. O. Sukhomlinsky*. 2. 59-63.

8. Legeta Ya. P. (2014). Description and construction of coupled centroid of non-circular gears. *Modern problems of modeling*. 3. 87-92.

9. Padalko A. P., Padalko N. A. (2013). Tooth gear with non-circular wheel. *Theory of Mechanisms and Machines*. 2(11). 89-96. Access mode: <http://tmm.spbstu.ru/22/padalko.pdf>.

10. Sobolev A. N., Nekrasov A. Ya., Arbuzov M. O. (2017). Modeling of mechanical gears with non-circular gears. *Bulletin of Moscow State University "Stankin"*.

1(40). 48-51. Access: mode: <https://elibrary.ru/item.asp?id=28904475>.

11. Lyashkov A. A., Panchuk K. L., Khasanova I. A. (2018). Automated geometric and computer-aided non-circular gear formation modeling. *Journal of Physics: Conference Series*. 1050. Access: mode: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1050/1/012049>.

12. Han J., Li D.Z., Gao T., Xia L. (2015). Research on Obtaining of Tooth Profile of Non-Circular Gear Based on Virtual Slotting. *The 14th IFToMM World Congress*. Access mode: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/1050/1/012049>.

13. Mundo D. (2006). Geometric design of a planetary gear train with non-circular gears. *Mechanism and Machine Theory*. 41. 456-472. Access mode: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0094114X05001096>.

14. Ottaviano E., Mundo D., Danieli A.G. (2008). Numerical and experimental analysis of non-circular gears and cam-follower system as function generators. *Mechanism and Machine Theory*. 8. 996-1008. Access mode: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0094114X07001280>.

15. Vasie M., Andrei L. (2010). Technologies for Non-Circular Gear Generation and Manufacture. *The Annals "Dunareade Jos" of Galati Fascicle V, Technologies in machinebuilding*. Access mode: http://www.cmrs.ugal.ro/TMB/2010/L27_Fascicula%20V_2010_Vasie_Andrei.pdf

16. Doege E., Hindersmann M. (1997). Optimize Kinematics of Mechanical Presses with Non-circular Gears. *Annals of the CIRP*. 46/1. 213-216.

17. Smith W. C. (2000). The Math of Non-circular Gearing. *Gear Technology*. July/August. 18-21. Access mode: <https://www.geartechnology.com/issues/0700x/smith.pdf>.

18. Ututov N. P. (2011). Chain drives with non-circular gears: monograph Lugansk. Knowledge. 198.

19. Lyashkov A. A., Panchuk K. L., Khasanova I. A. (2018). Automated Geometric and Computer-aided Non-Circular Gear Formation Modeling. *Journal of Physics: Conference Series*. 1050(1). 012049. Access mode: <http://iopscience.iop.org/journal/1742-6596>.

20. Lin C., Wu X. (2019). Calculation and characteristic analysis of tooth width of eccentric helical curve-face gear. *Iranian Journal of Science and Technology - Transactions of Mechanical Engineering*. 43(4). 781-797. Access mode: <https://link.springer.com/journal/40997>.

ВНЕШНЕЕ КАЧЕНИЕ МНОГОУГОЛЬНИКА ПО ЗАМКНУТОМУ КРИВОЛИНЕЙНОМУ ПРОФИЛЮ

Т. А. Кресан

Аннотация. Конструирование замкнутого профиля, у которого криволинейные элементы касаются круга, является важным для проектирования центроид некруглых колес. При качении многоугольника по такому профилю его центр движется по кругу. Если оба центра (центр криволинейного профиля и центр многоугольника) будут неподвижными, то можно осуществить качения этих фигур с одновременным вращением вокруг своих центров. Одной центроидой

будет многоугольник, другой - построенный замкнутый профиль.

Рассмотрены качения плоской фигуры в виде равностороннего многоугольника по криволинейному профилю. Профиль является периодическим и образуется последовательным соединением дуги симметричной кривой так, что ее концы опираются на круг заданного радиуса. Уравнение кривой, с дуги которой конструируется криволинейный профиль, найдено при условии, что центр многоугольника при его качении по профилю, тоже должен двигаться по кругу. Качения происходит при отсутствии скольжения, поэтому длина дуги кривой равна длине стороны многоугольника.

Для нахождения уравнений кривой профиля составлено дифференциальное уравнение первого порядка и получено аналитическое решение. Параметрические уравнения кривой получены в полярной системе координат. Найдены пределы изменения углового параметра для построения элемента профиля, который является частью дуги кривой. По полученным уравнениям построены криволинейные профили с различным числом их элементов. Установлено математическую зависимость между радиусом окружности, по которой движется центр многоугольника при его качении, и радиусом описанной окружности самого многоугольника.

Ключевые слова: равносторонний многоугольник, криволинейный профиль, внешнее качения, дифференциальное уравнение, центроиды.

profiles with different number of their elements are constructed. The mathematical relationship between the radius of the circle along which the center of the polygon moves when it is rolling and the radius of the circumscribed circle is established.

Key words: equilateral polygon, curvilinear profile, external rolling, differential equation, centroids.

T. A. Kresan ORCID 0000-0002-8280-9502.

EXTERNAL ROLLING OF POLYGON ON CLOSED CURVILINEAR PROFILE

T. A. Kresan

Abstract. Constructing a closed profile in which curvilinear elements touch circle is important for the design of centroids of non-circular wheels. When rolling a polygon on such profile its center moves in a circle. If both centers (center of curvilinear profile and center of polygon) are stationary, then you can roll these figures while rotating around their centers. One centroid will be a polygon, the other will be a closed profile.

The rolling of a flat figure in the form of an equilateral polygon on curvilinear profile is considered. The profile is periodic and is formed by a series connection of the arc of a symmetric curve so that its ends abut on the circle of a given radius. The equation of the curve from which the curvilinear profile is constructed is found provided that the center of the polygon, when rolling it on the profile, must also move in a circle. The equation of the curve from which the curvilinear profile is constructed is found provided that the center of the polygon, when rolling it on the profile, must also move in a circle. Rolling occurs without sliding, so the length of the arc of the curve is equal to the length of the side of the polygon.

To find the equations of the profile curve, a first-order differential equation is constructed and an analytical solution is obtained. The parametric equations of the curve are obtained in the polar coordinate system. The limits of changing the angular parameter for constructing a profile element that is part of the arc of the curve are found. According to the obtained equations, curvilinear

УДК 631.331

МЕТОДИКА ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ВИСІВНОГО АПАРАТА СЕЛЕКЦІЙНОЇ СІВАЛКИ ДРІБНОНАСІННЄВИХ КУЛЬТУР

В. М. Яропуд¹, Е. Б. Алієв², Д. А. Дацюк¹

¹Вінницький національний аграрний університет, Україна.

²Інститут олійних культур НААН, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: yaropud77@gmail.com.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.

Бібл. 19, рис. 8, табл. 0.

Анотація. В статті викладена методика чисельного моделювання процесу висіву насіннєвого матеріалу дрібнонасіннєвих культур в програмному пакеті STAR-CCM+ на основі створеної 3D-моделі висівного апарату і прийнятих фізичних моделей. Представлені граничні і початкові умови моделювання. Для перевірки створеної симуляції розробленого висівного апарату селекційної сівалки отримана візуалізація процесу його роботи і визначено динаміку кількісних витрат насіння. Проведено розрахунок середнього значення кількісних витрат насіння і його середньоквадратичного відхилення. Обґрунтовано, що для подальших досліджень в якості факторів досліджень обрано: виготовлення дозатора циліндричної форми (I – трикутник, II – напівколо, III – прямокутник), кут повороту заслінки α , проміжок часу, коли заслінка відкрита або закрита Δt , швидкість переміщення сівалки V .

Ключові слова: висівний апарат, насіння, дрібнонасіннєві культури, чисельне моделювання, методика, симуляція.

Постановка проблеми

Останнім часом в селекційному виробництві насіннєвого матеріалу дрібнонасіннєвих культур інтерес до проблем сівки значно зріс. Це пояснюється важливістю отримання якісних посівів в початковий момент дослідження і попереднього розмноження нових сортів і гібридів дрібнонасіннєвих культур. Відповідно до умов, необхідних для нормального розвитку рослин, до сівки на селекційних ділянках попереднього розмноження і сортовипробування висувають високі агротехнічні вимоги за якістю посівів, оскільки використовується більш дорогий посівний матеріал.

Важливими агротехнічними вимогами є забезпечення рівномірного розподілу насіння вздовж рядка на рівні не нижче 95 %. Виконання цієї вимоги сприяє якнайкращому забезпеченню всіх рослин поживними речовинами [1].

Спосіб сівки залежить від ґрунтово-кліматичних умов і посівних якостей насіння дрібнонасіннєвих культур. Завдання сівки полягає в створенні сприятливих умов проростання насіння і рослин, а також в забезпеченні їх необхідної густоти при рівномірному розміщенні в рядках. Необхідна густота посівів і порядок розміщення насіння на полі є основою при виборі способу сівки насіння дрібнонасіннєвих культур. Виходячи з цього вибирається відстань міжряддя і інтервал між насінням [2].

Аналіз останніх досліджень

В даний час при вирощуванні дрібнонасіннєвих культур прийнято розрізняти такі способи сівки (рис. 1) [3].

В результаті проведеного аналізу робимо висновки, що серед різних способів сівки одним з актуальних для селекційного процесу, є рядковий, стрічковий, вузькорядний і широкорядний способи сівки насіння дрібнонасіннєвих культур, які забезпечують підвищення врожайності культури, за найменших витрат на посів.

Не торкаючись всіх аспектів агротехнічних вимог, зупинимося тільки на показниках, які визначають якісну сторону процесу і разом зі способом сівки є технологічною основою при розробці та вдосконаленні посівних машин і агрегатів [3].

Основною і неодмінною умовою, яка є важливою якісній сівбі, особливо при рядковому способі з однонасінним і гніздовим розміщенням насіння (в подальшому для стислості будемо умовно називати його «точним»), є передпосівний обробіток ґрунту і підготовка насіння.

Встановлено, що кращі умови для роботи посівних машин точного висіву створюються, коли поверхня ґрунту ретельно розпушена на глибину загортання насіння і вирівняна до стану, при якому в шарі 0-5 см не міститься грудок і рослинних решток розміром більше 30 мм [4, 5].

Згідно з аналізом літературних джерел, культиватори з пасивними робочими органами не забезпечують отримання структури ґрунту із зазначеними розмірами грудок і рослинних решток. У зв'язку з цим передпосівний обробіток ґрунту для сівби сівалками точного висіву повинна переважно здійснюватися фрезерними культиваторами або іншими знаряддями з активними робочими органами [6].

Передпосівна підготовка насіння в більшості випадків передбачає надання йому більшої сипучості і

рівності за розмірами, оскільки ці властивості багато в чому визначають якість роботи висівних систем сівалок. Насіння багатьох дрібнонасінних культур має опушеність, зачепи і різного роду шорсткості, що в значній мірі ускладнює одиничний або програмований відбір їх при точних однонасінних і гніздових посівах. Тому незалежно від способу сівби вищеописане насіння повинно бути відшліфованим і рівним за розмірами [7-11].

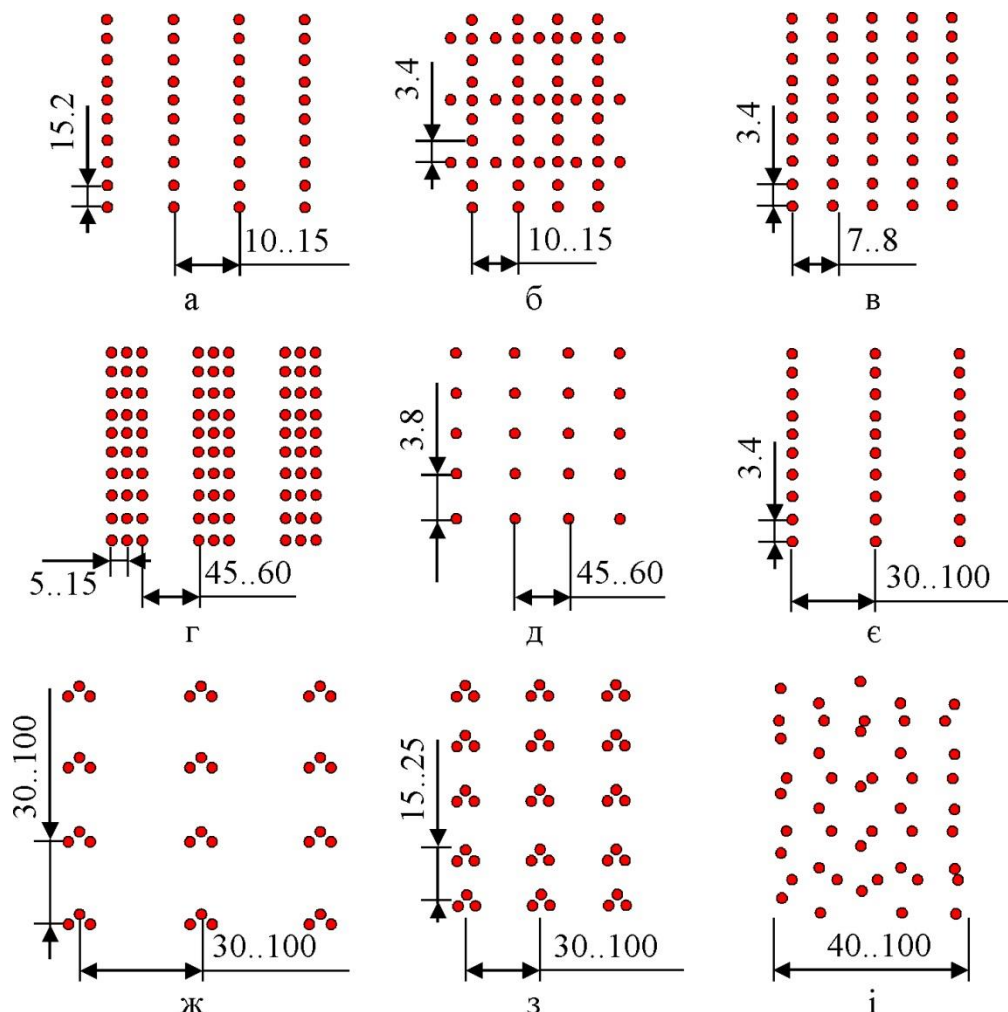


Рис. 1. Схеми сівби насіння дрібнонасінних культур: а – рядковий; б – перехресний; в – вузькорядний; г – стрічковий; д – пунктирний; е – широкорядний; ж – квадратно-гніздовий; з – гніздовий; і – розкидний (безрядковий).

Fig. 1. Schemes of sowing seeds of small-seeded crops: а – ordinary; б – cross; в – narrow-row; г – tape; д – dotted; е – wide-row; ж – square-nested; з – nesting; і – scatter (lineless).

Основною вимогою до сівби є, як відомо, поздовжня (уздовж рядка) і вертикальна (по глибині загортання) рівномірність розподілу насіння.

Знайомство із вітчизняною і зарубіжною літературою з даного питання показало, що більшість наявних робіт присвячено вивченню польової схожості насіння, густоти розміщення рослин і впливу їх на урожай. Що стосується досліджень по визначенню частки впливу поздовжньої рівномірності розподілу насіння на названі показники, то такі дані по дрібнонасінних культурах практично відсутні. Це, ймовірно, пояснюється, з одного боку, труднощами

такого роду експериментів, з іншого – самою постановкою завдання. В агрономічному аспекті, що передбачає в кінцевому підсумку видачу практичних рекомендацій, цілком достатнім виявляється назвати способи сівби і оптимальну для даної культури схему розміщення рослин без вказівки допусків на відповідні параметри висіву. З точки зору агротехнічних вимог, цих відомостей недостатньо, оскільки в реальних умовах завжди спостерігаються відхилення, які можуть істотно вплинути на кінцевий результат посіву та процесу обробітку в цілому. Тому для оцінки якості сівби необхідні кількісні дані допустимих відхилень, в

межі яких повинні укладатися параметри процесу, що виконується посівною машиною.

Таким чином, основні якісні, кількісні та експлуатаційні характеристики посівних та інших машин визначаються на основі агротехнічних вимог, досконалості і точне виконання яких забезпечує створення працездатних і економічно ефективних посівних агрегатів.

Насінина повинні бути вирівняні за розмірами і звільнені від опушеності, зачепів і тому подібних

шорсткостей, мати високу схожість і по кондиції відповідати ДСТУ 2240-93 [12] і ДСТУ 4138-2002 [13].

В результаті проведеного патентно-інформаційного аналізу технічних засобів для висіву насіння обґрунтовано конструктивно-технологічну схему висівного апарата селекційної сівалки дрібнонасінневих культур (рис. 2), який дозволяє повністю автоматизувати процес висіву ділянок добазового насінництва майже без участі селекціонера із забезпеченням високої точності висіву.

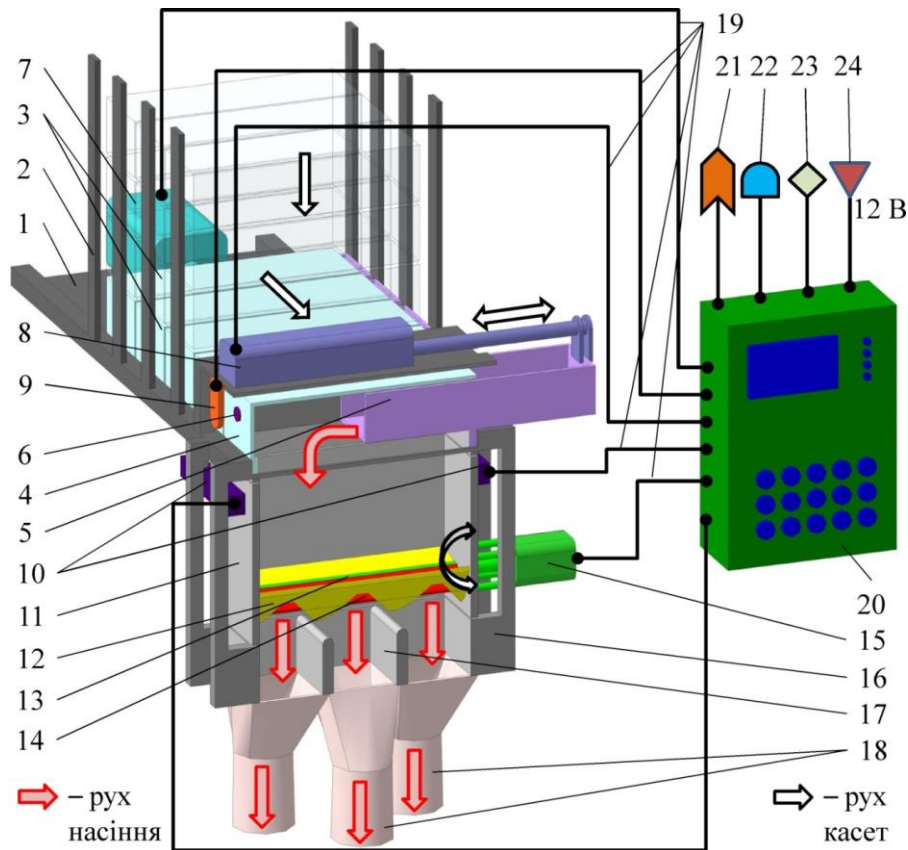


Рис. 2. Конструктивно-технологічна схема висівного апарата селекційної сівалки дрібнонасінневих культур: 1 – рама, 2 – контейнер, 3 – касети із насінням, 4 – корпус, 5 – висувний футляр, 6 – RFID-метка, 7 – актуатор контейнера, 8 – актуатор футляра, 9 – модуль зчитування даних, 10 – тензодатчики, 11 – ємність, 12 – дозатор циліндричної форми із вирізами, 13 – вал, 14 – заслінка, 15 – кроковий двигун, 16 – кронштейн, 17 – розподільник, 18 – патрубки насіннепроводу.

Fig. 2. Structural and technological scheme of the sowing apparatus of the selection seeder of small-seeded crops: 1 – frame, 2 – container, 3 – seed cassettes, 4 – housing, 5 – retractable case, 6 – RFID tag, 7 – container actuator, 8 – case actuator, 9 – data reading module, 10 – strain gauges, 11 – capacity, 12 – the batcher of the cylindrical form with cutouts, 13 – a shaft, 14 – a gate, 15 – the stepper engine, 16 – an arm, 17 – the distributor, 18 – branch pipes of a seed pipeline.

Подальшими дослідженнями передбачене обґрунтування конструктивних параметрів дозатора і режимних параметрів (швидкість, періодичність і амплітуда обертання) крокового двигуна висівного апарата в залежності від морфологічних властивостей насіння дрібнонасінневих культур і норми їх висіву.

Мета досліджень

Метою досліджень є розробка методики чисельного моделювання процесу висіву насіннєвого матеріалу дрібнонасінневих культур і перевірка

створеної симуляції розробленого висівного апарата селекційної сівалки.

Результати досліджень

Чисельне моделювання процесу висіву насіннєвого матеріалу дрібнонасінневих культур буде проводитися в програмному пакеті STAR-CCM+. Для цього створена 3D-модель області висівного апарата і його робочого органу (дозатор циліндричної форми із трикутними вирізами і заслінки). Далі на основі

обраних моделей сітки (генератор поверхневої сітки і генератор багатогранних комірок) і встановлених опорних значень лінійного розміру (0,0025 м) проведено генерацію об'ємної сітки (рис. 3).

Наступним етапом є вибір фізичних моделей: тривимірний модель, нестационарна неявна модель, математична модель однокомпонентного газу (повітря), модель ідеального газу (повітря), модель турбулентної течії повітря, k-ε модель турбулентності повітря, ізотермічне рівняння енергії рідини, усереднене по Рейнольдсу рівняння Нав'є-Стокса, роздільна течія, методи градієнта і границь, Лагранжева модель багатозафазного середовища, модель багатозафазної взаємодії, модель дискретних елементів (DEM), поле сили тяжіння [14-17].

Насіння було представлено у вигляді Лагранжевої фази відповідно до наступних моделей: постійної щільності, сили градієнта тиску, сили опору частинок, сферичних частинок, однокомпонентних твердих частинок, частинок DEM. Для прикладу, в якості насіння було обрано насіння рапсу, яке згідно проведеного аналізу літературних джерел має такі фізико-механічні властивості: коефіцієнт Пуассона – 0,2; модуль Юнга – 0,2 МПа; щільність – 700 кг/м³; коефіцієнт тертя спокою – 0,6; нормальний коефіцієнт відновлення – 0,5; дотичний коефіцієнт відновлення – 0,5; коефіцієнт опору кочення – 0,3. Оскільки перед посівом насіння підлягає калібруванню за геометричним розміром, то приймаємо наступні характеристики: середнє значення ефективного діаметра – $D = 0,002$ м; мінімальне значення ефективного діаметра – $D_{\min} = 0,0018$ м; максимальне значення ефективного діаметра – $D_{\max} = 0,0022$ м; стандартне відхилення – $\sigma_D = 0,0002$ м. Розподіл розміру насіння підпорядковується нормальному розподілу Гауса. При цьому маса 1000 насінин m_{1000} змінювалася в діапазоні від 2,2 до 4,2 г [18].

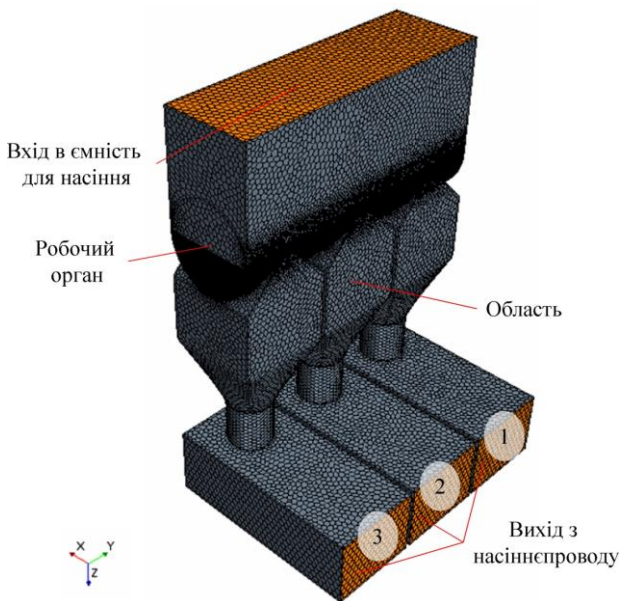


Рис. 3. Об'ємна сітка області висівного апарата і його робочого органу.

Fig. 3. Volumetric grid of the area of the sowing machine and its working body.

Взаємодія між насінинами підпорядковувалася моделі контактної взаємодії Герца-Міндліна [19]: коефіцієнт тертя спокою – 0,61; нормальний коефіцієнт відновлення – 0,5; дотичний коефіцієнт відновлення – 0,5.

За властивості середовища були прийняті такі параметри: середовище – повітря; динамічна в'язкість – $1,85508 \cdot 10^{-5}$ Па·с; турбулентне число Прандтля – 0,9; прискорення вільного падіння – 9,8 м/с²; температура – 293 К; тиск – 101325 Па.

Схема чисельного моделювання процесу висіву насіннєвого матеріалу дрібнонасінневих культур приведена на рис. 4. Подача насіння здійснюється у верхній частині ємності для насіння на основі функції інжектування Лагранжевої фази із наступними параметрами: ймовірність появи насінини – 0,8, початкова швидкість насінин – 0 м/с, подача насіння $Q = 5$ кг/с (це значення підбрано з умови забезпечення постійного рівня насінин в ємності висівного апарата).

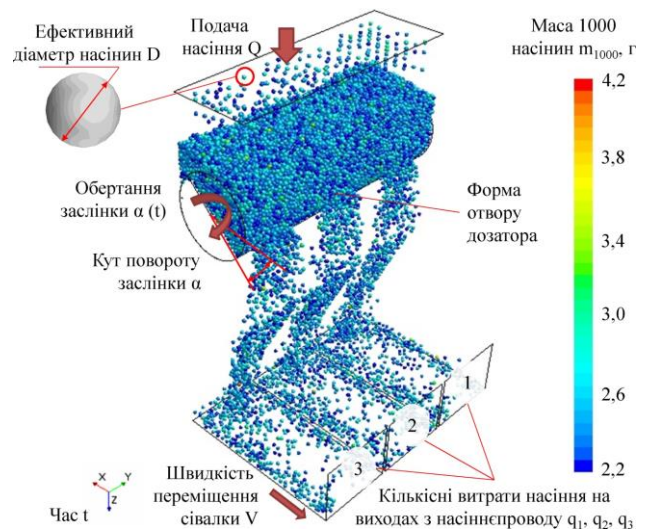


Рис. 4. Схема чисельного моделювання процесу висіву насіннєвого матеріалу дрібнонасінневих культур.

Fig. 4. Scheme of numerical modeling of the process of sowing the seed material of small-seeded crops.

Обертання заслінки було задано за періодичною функцією, яка приведена на рис. 5: t_0 – початковий час відкриття заслінки; Δt – проміжок часу, коли заслінка відкрита або закрита; Δt_ω – проміжок часу, коли заслінка відкривається або закривається із кутовою швидкістю обертання ω на кут $\alpha_{\max}$

$$\Delta t_\omega = \frac{\alpha_{\max}}{\omega}. \quad (1)$$

Вирізи дозатора циліндричної форми зроблені у трьох виконаннях (рис. 6): I – трикутник, II – напівколо, III – прямокутник. Залежності площі одного отвору дозатора S від кута повороту заслінки α для різних варіантів приведено на рис. 6.

Граничні умови для чисельного моделювання є наступні. Взаємодія між насінною і стінками висівного апарата підпорядковувалася моделі контактної взаємодії Герца-Міндліна: коефіцієнт тертя спокою – 0,5; нормальний коефіцієнт відновлення –

0,5; дотичний коефіцієнт відновлення – 0,5. Площини виходів з насіннепроводів 1, 2 і 3 є прозорими для насіння. На цих площинах фіксується значення кількісних витрат насіння q_1, q_2, q_3 . Нижні частини насіннепроводів (рис. 4) моделюються як транспортерні стрічки, які переміщуються зі швидкістю V . Це дозволяє зімітувати переміщення сівалки, на якій встановлений висівний апарат.

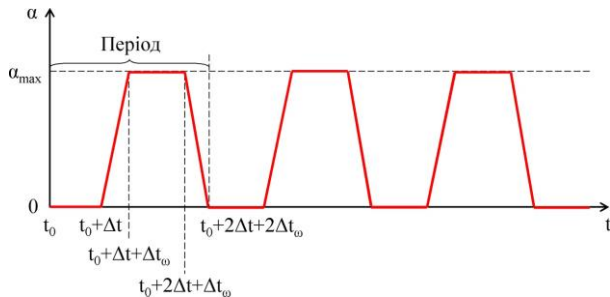


Рис. 5. Періодична функція обертання заслінки висівного апарата.

Fig. 5. Periodic function of rotation of the valve of the sowing machine.

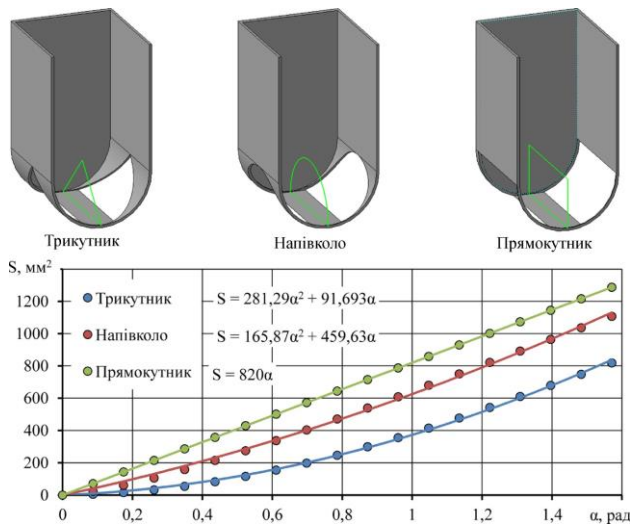


Рис. 6. Залежності площі одного отвору дозатора S від кута повороту заслінки α для різних варіантів.

Fig. 6. Dependences of the area of one opening of the batcher S on an angle of rotation of a gate α for various executions.

Для перевірки створеної симуляції розробленого висівного апарата селекційної сівалки прийняті такі конструктивно-режимні параметри: виріз дозатора циліндричної форми зроблений у виконанні I – трикутник; швидкість переміщення сівалки $V = 2$ м/с; максимальний кут повороту заслінки $\alpha_{\max} = \pi/4$; кутова швидкість обертання $\omega = 5,5$ рад/с; проміжок часу, коли заслінка відкрита або закрыта $\Delta t = 1$ с. В результаті перевірки створеної симуляції отримана візуалізація процесу його роботи (рис. 7).

Аналіз рис. 8 дозволяє зробити висновок про відсутність відмінності між розташуванням вирізів дозатора циліндричної форми. Це підтверджується високим коефіцієнтами кореляції між q_1, q_2 і q_3 , які знаходяться в межах 0,95-0,96. Проведено розрахунок середнього значення кількісних витрат насіння $q_{\text{сеп}} =$

277 шт./с і середньоквадратичного відхилення $\sigma = 54$ шт./с. Ці параметри і визначають ефективність процесу висіву дрібнонасінневих культур. Середні кількісні витрати насіння $q_{\text{сеп}}$ (шт./с) помножені на кількість висівних апаратів n (шт.) і розділені на швидкість переміщення сівалки V (м/с), що помножена на відстань між рядками A (м) визначають норму висіву N (шт./м²):

$$N = \frac{q_{\text{сеп}} n}{VA}. \quad (2)$$

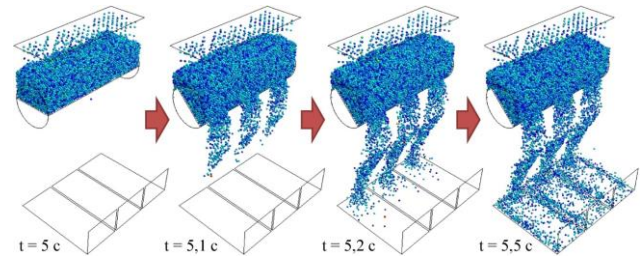


Рис. 7. Візуалізація процесу роботи висівного апарата селекційної сівалки.

Fig. 7. Visualization of the process of operation of the seeding machine of the selection seeder.

Окрім цього визначено динаміку кількісних витрат насіння q_1, q_2, q_3 , яка приведена на рис. 8.

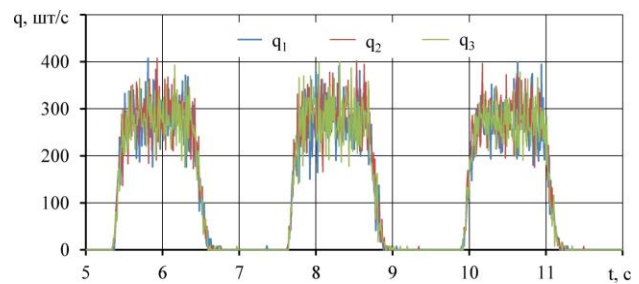


Рис. 8. Динаміка кількісних витрат насіння q_1, q_2, q_3 .

Fig. 8. Dynamics of quantitative consumption of seeds q_1, q_2, q_3 .

Тобто норма висіву повинна повністю відповідати технологічним вимогам:

$$N = N_{\text{ном}}. \quad (3)$$

В свою чергу середньоквадратичне відхилення σ визначає саме рівномірність висіву, тобто умовою якісного висіву є мінімізація середньоквадратичного відхилення кількісних витрат насіння σ :

$$\sigma \rightarrow \min. \quad (4)$$

Для подальших досліджень необхідно встановити залежності норми висіву N і середньоквадратичного відхилення кількісних витрат насіння σ від конструктивно-режимних параметрів висівного апарата.

В якості факторів досліджень обрано: виконання виразу дозатора циліндричної форми (I – трикутник, II – напівколо, III – прямокутник), кут повороту заслінки α ($\pi/12, \pi/6, \pi/4$), проміжок часу, коли заслінка відкрита або закрыта Δt (1 с, 2 с, 3 с), швидкість переміщення сівалки V (1 м/с, 3 м/с, 5 м/с).

Повний факторний чисельний експеримент для 4 факторів і 3 рівнів варіації містить $3^4 = 81$ дослід.

Висновки

1. Викладена методика чисельного моделювання процесу висіву насіннєвого матеріалу дрібнонасіннєвих культур в програмному пакеті STAR-CCM+ на основі створеної 3D-моделі висівного апарата і прийнятих фізичних моделей. Представлені граничні і початкові умови моделювання.

2. Для перевірки створеної симуляції розробленого висівного апарата селекційної сівалки отримана візуалізація процесу його роботи і визначено динаміку кількісних витрат насіння. Проведено розрахунок середнього значення кількісних витрат насіння і середньоквадратичного відхилення. Задекларовано, що середні кількісні витрати насіння $q_{\text{сер}}$ (шт./с) помножені на кількість висівних апаратів n (шт.) і розділені на швидкість переміщення сівалки V (м/с), що помножена на відстань між рядками A (м) визначає норму висіву N (шт./м²), яка повинна повністю відповідати технологічним вимогам. В свою чергу середньоквадратичне відхилення σ визначає саме рівномірність висіву, тобто умовою якісного висіву є мінімізація середньоквадратичного відхилення кількісних витрат насіння σ .

3. Обґрунтовано, що для подальших досліджень в якості факторів досліджень обрано: виготовлення дозатора циліндричної форми (I – трикутник, II – напівколо, III – прямокутник), кут повороту заслінки α ($\pi/12$, $\pi/6$, $\pi/4$), проміжок часу, коли заслінка відкрита або закрита Δt (1 с, 2 с, 3 с), швидкість переміщення сівалки V (1 м/с, 3 м/с, 5 м/с).

Список літератури

1. Молоцький М. Я., Васильківський С. П., Князюк В. І., Власенко В. А. Селекція і насінництво сільськогосподарських рослин: підручник. Вища освіта. 2006. 463 с.
2. Крючин Н. П. Посевные машины. Особенности конструкций и тенденции развития: Учебное пособие. Самара. 2003. 116 с.
3. Халанский В. М., Горбачев И. В. Сельскохозяйственные машины. Москва. Колос. 2003. 624 с.
4. Поляков О. І., Вахненко С. В., Нікітенко О. В., Вендель В. В. Особливості формування продуктивності гірчиці ярої під впливом мінеральних добрив за різних норм висіву. Науково-технічний бюлетень Інституту олійних культур НААН. № 23. 2016. С. 155-161. http://bulletin.imk.zp.ua/pdf/2016/23/Poliakov3_23.pdf.
5. Поляков О. І., Вахненко С. В. Водоспоживання ріпака ярого в залежності від строків, способів сівби та норм висіву насіння. Науково-технічний бюлетень Інституту олійних культур НААН. № 17. 2012. С. 130-133. http://bulletin.imk.zp.ua/pdf/2012/17/Poliakov_17.pdf.
6. Чичкин В. П. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты. Теория, конструкция, расчёт. Монография. Кишинёв, Штиница. 1984. 392 с.
7. Алієв Ельчин Бахтияр огли. Механіко-технологічні основи процесу прецизійної сепарації

насіннєвого матеріалу соняшнику: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11. Запоріжжя. 2020. 530 с.

8. Shevchenko I. A., Aliev E. B. Research on the photoelectronic separator seed supply block for oil crops. INMATEH – CUPRINS. 2018. Vol. 54. №. 1. P. 129-138.

9. Aliev E. B., Yaropud V. M., Dudin V. Yr., Pryshliak V. M., Pryshliak N. V., Ivlev V. V. Research on sunflower seeds separation by airflow. INMATEH – Agricultural Engineering. 2018. Vol. 56. No 3. P. 119-128.

10. Shevchenko I., Aliiev E. Study of the process of calibration of confectionery sunflower seeds. Food Science and Technology. 2018. Vol. 12. Issue 4. P. 135-142.

11. Aliiev E., Gavrilchenko A., Tesliuk H., Tolstenko A., Koshul'ko V. Improvement of the sunflower seed separation process efficiency on the vibrating surface. Acta Periodica Technologica, APTEFF. 2019. 50. P. 12-22.

12. ДСТУ 2240-93. Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. Технічні умови. Київ: Держстандарт України. 1993. 74 с.

13. ДСТУ 4138-2002. Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості. Київ: Держстандарт України. 2002. 173 с.

14. Dominik Kubicki, Simon Lo. Slurry transport in a pipeline – Comparison of CFD and DEM models. Ninth International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries. CSIRO, Melbourne, Australia (10-12 December 2012). P. 1-6.

15. Sang Won Han, Won Joo Lee, Sang Jun Lee. Study on the Particle Removal Efficiency of Multi Inner Stage Cyclone by CFD Simulation. World Academy of Science, Engineering and Technology. 2012. Vol. 6. P. 411-415.

16. Satish G., Ashok Kumar K., Vara Prasad V., Pasha Sk. M. Comparison of flow analysis of a sudden and gradual change of pipe diameter using fluent software. IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology. 2013. Vol. 2. P. 41-45.

17. Iguchi Manabu, Ilegbusi Olusegun J. Basic Transport Phenomena in Materials Engineering. Springer. 2014. 260 p.

18. Алієв Е. Б., Шевченко І. А. Дослідження аеродинамічних властивостей насіння олійних культур. Вісник аграрної науки. 2017. №3 (769). С. 63-65.

19. Wallin S. Engineering turbulence modeling for CFD with a focus on explicit algebraic Reynoldce stress models. Doctoral thesis. Norstedts truckeri, Stockholm, Sweden. 2000. 124 p.

References

1. Molotsky M. Ya., Vasylykivsky S. P., Knyazyuk V. I., Vlasenko V. A. (2006). Breeding and seed production of agricultural plants: Textbook. Higher education. 463.
2. Kryuchin N. P. (2003). Sowing machines. Features of constructions and tendencies of development: The textbook. Samara. 116.
3. Khalansky V. M., Gorbachev I. V. (2003). Agricultural machinery. Kolos. 624.
4. Polyakov O. I., Vakhnenko S. V., Nikitenko O. V.,

Wendel V. V. (2016). Features of formation of productivity of spring mustard under the influence of mineral fertilizers at different seeding rates. Scientific and technical bulletin of the Institute of Oilseeds of NAAS. № 23. 155-161. http://bulletin.imk.zp.ua/pdf/2016/23/Poliakov3_23.pdf.

5. Polyakov O. I., Vakhnenko S. V. (2012). Water consumption of spring rape depending on the timing, methods of sowing and seeding rates. Scientific and technical bulletin of the Institute of Oilseeds of NAAS. № 17. 130-133. http://bulletin.imk.zp.ua/pdf/2012/17/Poliakov_17.pdf.

6. Chichkin V. P. (1984). Vegetable seeders and combined units. Theory, design, calculation. Monograph. Chisinau: Shtinitsa. 392.

7. Aliyev Elchin Bakhtiyar ogli. (2020). Mechanical and technological bases of process of precision separation of sunflower seed material: dis. ... Dr. Tech. Science: 05.05.11. Zaporozhye. 530.

8. Shevchenko I. A, Aliyev E. B. (2018). Research on the photoelectronic separator seed supply block for oil crops. INMATEH - CUPRINS. 54(1). 129-138.

9. Aliyev E. B. Yaropud V. M., Dudin V. Yr., Pryshliak V. M., Pryshliak N. V., Ivlev V. V. (2018). Research on sunflower seeds separation by airflow. INMATEH - Agricultural Engineering. 56(3). 119-128.

10. Shevchenko I., Aliyev E. (2018). Study of the process of calibration of confectionery sunflower seeds. Food Science and Technology. 12(4). 135-142.

11. Aliyev E., Gavrilenko A., Tesliuk H., Tolstenko A., Koshul'ko V. (2019). Improvement of the sunflower seed separation process efficiency on the vibrating surface. Acta Periodica Technologica. APTEFF. 50. 12-22.

12. DSTU 2240-93. (1993). Seeds of agricultural crops. Varietal and sowing qualities. Specifications. Kyiv. State Standard of Ukraine. 74.

13. DSTU 4138-2002. (2002). Seeds of agricultural crops. Methods for determining quality. Kyiv. State Standard of Ukraine. 173.

14. Dominik Kubicki, Simon Lo. (2012). Slurry transport in a pipeline - Comparison of CFD and DEM models. Ninth International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries. CSIRO. Melbourne. Australia (10-12 December 2012). 1-6.

15. Sang Won Han, Won Joo Lee, Sang Jun Lee. (2012). Study on the Particle Removal Efficiency of Multi Inner Stage Cyclone by CFD Simulation. World Academy of Science, Engineering and Technology. 6. 411-415.

16. Satish G., Ashok Kumar K., Vara Prasad V., Pasha Sk. M. (2013). Comparison of flow analysis of a sudden and gradual change of pipe diameter using fluent software. IJRET: International Journal of Research in Engineering and Technology. 2. 41-45.

17. Iguchi Manabu, Ilegbusi Olusegun J. (2014). Basic Transport Phenomena in Materials Engineering. Springer. 260.

18. Aliyev E. B., Shevchenko I. A. (2017). Research of aerodynamic properties of oilseeds. Bulletin of Agricultural Science. 3(769). 63-65.

19. Wallin S. (2000). Engineering turbulence modeling for CFD with a focus on explicit algebraic Reynolds stress models. Doctoral thesis. Norstedts truckeri, Stockholm, Sweden. 124.

МЕТОДИКА ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЫСЕВАЮЩИХ АППАРАТОВ СЕЛЕКЦИОННОЙ СЕЯЛКИ МЕЛКОСЕМЕННОЙ КУЛЬТУР

В. М. Яропуд, Е. Б. Алиев, Д. А. Дацюк

Аннотация. В статье изложена методика численного моделирования процесса высева семенного материала мелкосемянных культур в программном пакете STAR-CCM + на основе созданной 3D-модели посевного аппарата и принятых физических моделей. Представленные граничные и начальные условия моделирования. Для проверки созданной симуляции разработанного высевающего аппарата селекционной сеялки получена визуализация процесса его работы и определена динамика количественного расхода семян. Проведен расчет среднего значения количественного расхода семян и его среднеквадратичного отклонения. Обосновано, что для дальнейших исследований в качестве факторов выбраны: выполнение дозатора цилиндрической формы (I - треугольник, II - полукруг, III - прямоугольник), угол поворота заслонки α , промежуток времени, когда заслонка открыта или закрыта Δt , скорость перемещения сеялки V.

Ключевые слова: высевающий аппарат, семена, мелкосеменные культуры, численное моделирование, методика, симуляция.

METHODS OF NUMERICAL MODELING OF SOWING APPARATUS OF SELECTION SEEDER OF SMALL-SEED CROPS

V. M. Yaropud, E. B. Aliyev, D. A. Datsyuk

Abstract. The article describes the method of numerical modeling of the process of sowing seed material of small seed crops in the software package STAR-CCM + on the basis of the created 3D-model of the sowing machine and the adopted physical models. Boundary and initial conditions of modeling are presented. To check the created simulation of the developed sowing device of a selection seeder the visualization of process of its work is received and dynamics of quantitative expenses of seeds is defined. The calculation of the average value of the quantitative consumption of seeds and its standard deviation. It is substantiated that for further researches the following are chosen as research factors: execution of the expression of the dispenser of cylindrical form (I - triangle, II - semicircle, III - rectangle), angle of rotation of the damper α , time interval when the damper is open or closed Δt , seed drill speed V.

Key words: sowing machine, seeds, small seed crops, numerical modeling, methods, simulation.

В. М. Яропуд ORCID 0000-0003-0502-1356.

Е. Б. Алиев ORCID 0000-0003-4006-8803.

Д. А. Дацюк ORCID 0000-0002-4614-2245.

УДК 631.363

ДВОХМАТРИЧНИЙ ПРЕС-ГРАНУЛЯТОР

І. В. Фльонц^{1,2}, І. І. Чвартацький², Р. В. Шатров³

¹Відокремлений структурний підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський фаховий коледж», Україна.

²Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут», Україна.

³Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: flonc_igor@ukr.net.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року. Бібл. 14, рис. 5, табл. 1.

Анотація. Розвиток промисловості та життєдіяльність людей у напрямку залежать від традиційних видів палива, основні з них це нафта, газ та вугілля.

Основною альтернативою, яка здатна зменшити використання цих джерел енергії є рослинна біомаса. Її виготовляють з органічних залишків сільського господарства, лісопереробної промисловості. Крім цього використання біомаси є безпечною для довкілля і здоров'я людини.

Зазначимо, що біомаса потребує розроблення нових технологій переробки на паливо. У цій статті подано аналіз застосування двохматричного прес-гранулятора для виробництва для виробництва пелет із органічної сировини.

Запропоновано методику розрахунку основних конструктивних параметрів прес-гранулятора, обґрунтовано конструктивні особливості конструкції та проведено моделювання основних силових параметрів пристрою за допомогою програми Solidworks simulations.

Основною особливістю запропонованого двохматричного прес-гранулятора є зниження металомісткості обладнання та підвищення продуктивності технологічного процесу пелетування органічних відходів сільськогосподарської продукції шляхом розміщення двох матриць на одній опорній плиті, таким чином, щоб робоча зона пелетування знаходилась між ними, а пресувальні ролики рівномірно по черзі запресовували органічну сировину у отвори філь'єри обох матриць.

Внаслідок проведених науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, спроектовано новий двохматричний прес-гранулятор, що може використовуватись, як і у стаціонарних установках, так і у мобільних комбайнах для пелетування соломи у полі.

Ключові слова: пелетування, органічна сировина, пресування прес-гранулятор, пелети.

Постановка проблеми

Вдосконалення існуючих та розробка нових прес-грануляторів спрямована на покращення конструктивно-технологічних параметрів машини, а саме: підвищення продуктивності, зменшення металомісткості та енергозатратності, оптимізація безвідказного ресурсу.

Найбільш розповсюджені на ринку України гранулятори двох типів з горизонтальною [1] та кільцевими матрицями [2, 3].

Аналізуючи роботу цих грануляторів можна зробити такі висновки підвищення продуктивності можлива лише за умови збільшення габаритних розмірів і швидкості обертання пресувальних роликів.

В той же час використання двохматричного прес-гранулятора дозволить забезпечити аналогічну продуктивність машини при таких же технологічних параметрах, але менших габаритних розмірах.

Аналіз останніх досліджень

Вивченням робочих процесів матричних прес-грануляторів та їх вдосконаленням займалися Ніколаєв Д.І., Подколзін Ю.В., та ін. Дослідженням процесів пресування в грануляторах з кільцевими матрицями займалися Поліщук В.Ю., Кириленко О.С., Ковріков І.Т. та ін., процеси роботи пресів з плоскими матрицями досліджували Попов А.М., Макаренков Д.А., Севостьянов М.В., Осокин А.В., Комар А.С., Болтянська Н.І. [4-8]. В Україні вдосконалення окремих вузлів та елементів матричних пресів займалися Дідух В.Ф., Батраченко О.В., Братішко В.В. [9, 10].

Однак, актуальним та відкритим залишається питання вдосконалення і пошук нових ідей у напрямку вдосконалення обладнання для приготування пелет із органічної сировини.

Мета досліджень

У даній статті поставлено задачу підвищення ефективності технологічного процесу виготовлення пелет за умови зменшення металомісткості конструктивних елементів прес-гранулятора, шляхом розміщення двох пелетувальних матриць на одній опорній плиті із утворенням робочої зони пелетування між ними.

Результати досліджень

Тож проаналізувавши типи відомих прес-грануляторів, ми пропонуємо наступну конструкцію двохматричного прес-гранулятора кільцевого типу рис. 1 [11].

Запропонований двохматричний прес-гранулятор кільцевого типу за відносно невеликих габаритних розмірів, являється високопродуктивним пристроєм для виробництва пелет із органічної сировини. Він може використовуватись, як і у стаціонарних установках, так і у мобільних комбайнах для пелетування соломи у полі.

Принцип роботи. Крутний момент від двигуна за допомогою пасової передачі передається на ведучий вал 1., який кріпиться на підшипникових вузлах 20. Які в свою чергу закріплені на опорній плиті 2. і диску жорсткості, внутрішньої матриці 7. Далі крутний момент передається через водило 8., яке в свою чергу жорстко закріплене у верхній частині привідного валу 1. на шліцевому з'єднанні.

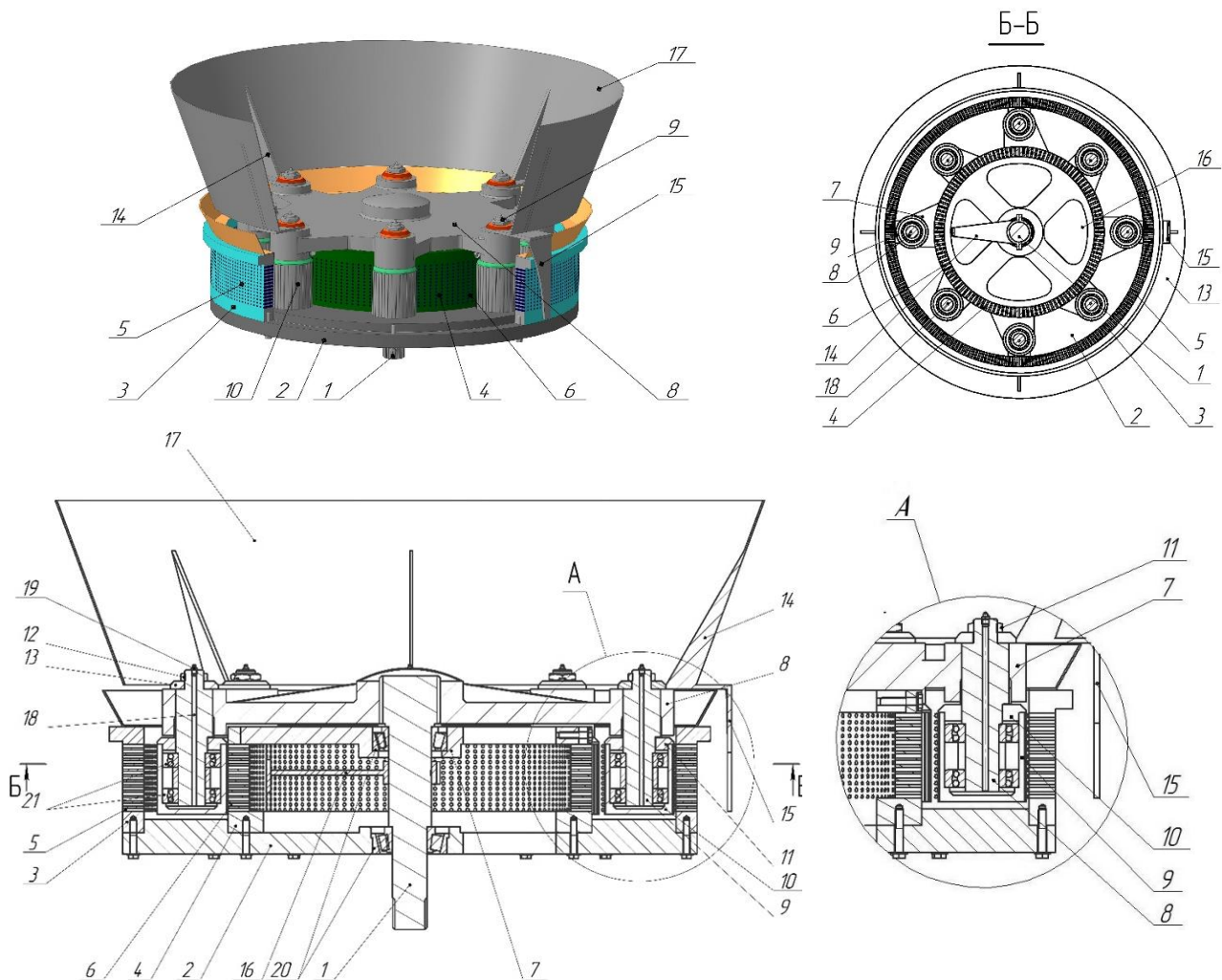


Рис. 1. Двохматричний прес-гранулятор: 1. Ведучий вал, 2. Плита опорна, 3. Зовнішня матриця, 4. Внутрішня матриця, 5. Отвори-філь'єри зовнішньої матриці, 6. Отвори-філь'єри внутрішньої матриці, 7. Диск жорсткості, внутрішньої матриці, 8. Водило, 9. Ексцентричні вали, 10. Пресувальні ролики, 11. Ущільнююча пластина, 12. Гайка, 13. Шайба, 14. Ребро жорсткості, 15. Ніж зовнішньої матриці, 16. Ніж внутрішньої матриці, 17. Жолоб, 18. Отвір для змащування роликів, 19. Маслінка, 20, 21. Підшипникові вузли.

Fig. 1. Two-matrix press granulator:

Далі через водило крутний момент передається до пресувальних роликів 11, які являють собою пустотілий стакан нижня частина якого закрита. Дані ролики вільно обертаються на підшипникових вузлах 21, які в свою чергу посаджені на ексцентрикових

валах 9., які жорстко закріплені до водила на шліцевих з'єднаннях. Таке з'єднання дозволяє переміщаючи у пазах за, або проти годинникової стрілки відносно основної осі, змінювати зазор між роликами і зовнішньою 3., або внутрішньою матрицею 4. в

залежності до якої даний ролик повинен прилягати. Після виходу прес-гранулятора в робочий режим в жолоб 17 і в робочу зону і подається підготовлена органічна сировина з якої виготовлятимуться пелети. Ролики, які вільно обертаються на ексцентрикових валах притискають до стінок зовнішньої і внутрішньої матриць з отворами-філь'єрами 5 і 6. Таким чином порція сировини потрапляє в отвори-філь'єри проштовхує попередньо запресовану сировину, яка утримується у них завдяки силі тертя, яка утворюється між стінками отвору-філь'єри і дотичною до них органічною масою. Внаслідок збільшення тиску в отворі-філь'єрі органічна сировина ущільнюється і нагрівається внаслідок чого в'яжучі речовини (лігнін, пектин, або інші додатково внесені речовини), які містяться у вхідній сировині нагріваються і пластифікуються тим самим фіксують навколо себе частинки вхідної сировини. Завдяки ущільненню щільність запресованої органічної маси збільшується до 1000-1400 кг/м³ при температурі 80-100 °С. Після виходу з отвору-філь'єри пелета в наслідок випаровування внутрішньої вологи, яка міститься у пелеті стрімко охолоджується до 20-40 °С. Завдяки цьому в'яжучі речовини полімеризуються зберігаючи щільність пелет у межах 1000-1200 кг/м³. Завдяки ножам внутрішньої і зовнішньої матриць 15 і 16 готові пелети обламуються на задану довжину і потрапляють у транспортне русло для подальшої сепарації, охолодження.

Аналізуючи конструктивні особливості даного двохматричного прес-гранулятора бачимо, що в конструкції його є дві матриці зовнішня і внутрішня, які жорстко кріпляться наопорні плиті. Причому ролики зовнішньої матриці запресовують сировину з внутрішньої сторони матриці, а ролики внутрішньої матриці запресовують з зовнішньої. Тому при розрахунку силових характеристик слід розраховувати потужності на привід кожної із матриць окремо після чого сумуючи їх.

Умова захоплення матеріалу пресувальними роликами можемо записати наступним таким чином

$$\operatorname{tg} \varphi \geq \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_n \right), \text{ або } \varphi \geq \frac{\pi}{2} - \alpha_n, \quad (1)$$

звідки початковий кут α_n (рис. 3) може визначмо на підставі вираження

$$\alpha_n = \frac{\pi}{2} - \varphi, \quad (2)$$

де φ - кут тертя.

Відзначимо, що не вся спресована маса при щільності $\gamma_{\max}$, проштовхується роликами в отвори, а розподіляється усередині зовні внутрішнього кільця шаром товщиною

$$h_k = h_{\min} + \Delta h, \quad (3)$$

де Δh – збільшення товщини шару маси, спресованої до щільності $\gamma_{\max}$, за рахунок пружного відновлення.

Тому цей шар маси, що знову поступає в камери в цьому випадку

$$h_n = h_o - h_k, \quad (4)$$

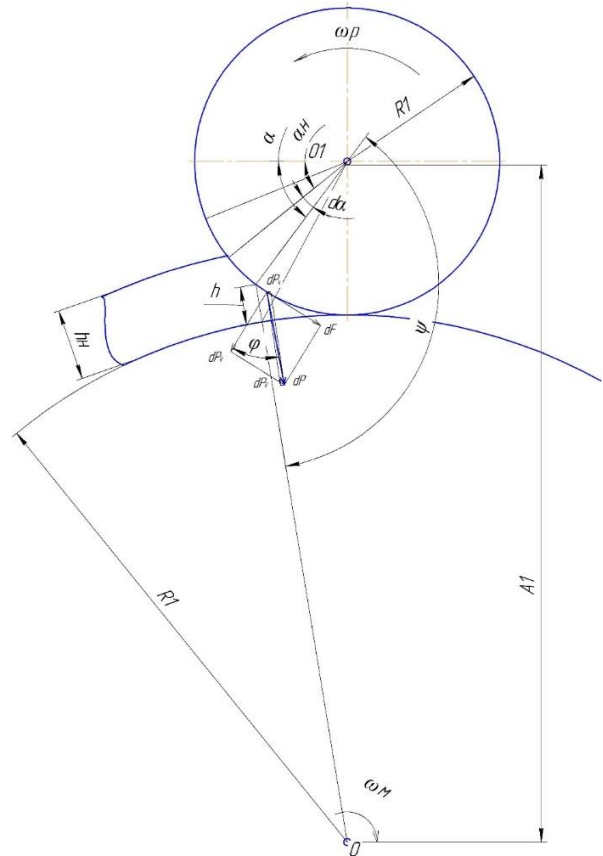


Рис. 2. Схема стиску матеріалів роликами (Внутрішня матриця).

Fig. 2. Scheme of compression of materials by rollers (Internal matrix).

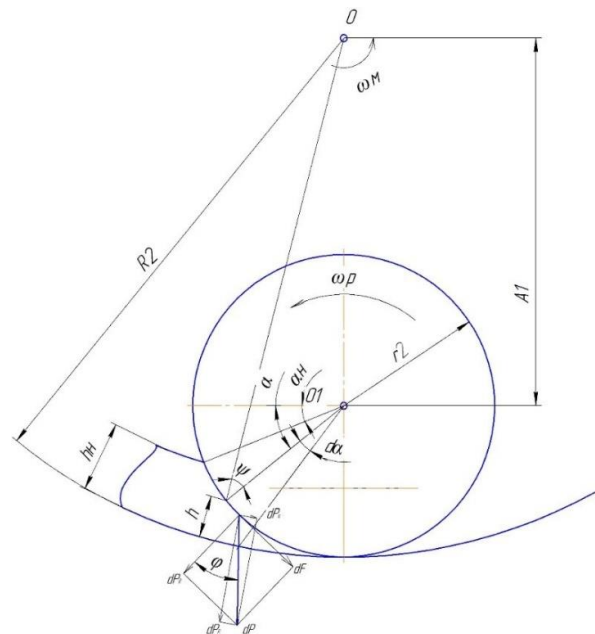


Рис. 3. Схема стиску матеріалів роликами (Зовнішня матриця).

Fig. 3. Scheme of compression of materials by rollers (External matrix).

Таким чином, ми отримаємо дві зони: стиск і відновлення.

На основі рис. 2 визначимо величину початкової товщини пресованого шару

$$h_0 = \sqrt{(R_2 + h_{\min})^2 + 2r_2(1 - \sin \alpha_n) \cdot (R_2 + r_2 + h_{\min})} - R_2, \quad (5)$$

де R_2 – радіус внутрішнього кільця;

r_2 – радіус роликів;

$h_{\min}$ – мінімальний зазор між зовнішнім кільцем і роликом.

Товщина вхідного матеріалу h_0 вираз 5 набуде вигляду

$$h_n = \sqrt{R_2^2 + 2r_2 \cdot (1 - \sin \alpha_n) \cdot (R_2 + r_2)} - R_2. \quad (6)$$

Враховуючи те, що матеріал проштовхується роликами в камери і утримується там силами тертя, які досягають значної величини, то при відсутності зазору між роликом і кільцем $h_{\min}=0$ цілком можна знехтувати зоною відновлення пресованого матеріалу.

Визначимо відношення радіусів R_2 зовнішнього кільця і r_2 ролика, щоб забезпечити максимальну товщину шару h_n маси, що знову подається. Для цього проаналізуємо вираз 2.9. Максимальну величину h_0 і h_n при заданих R_2 , r_2 і $h_{\min}$ як видно із виразу 6, забезпечує максимальне вираження другого числа під радикалом. Враховуючи, що пресувальні камери розташовані радіально по внутрішньому кільцю, нас буде цікавити сила, яка стискає рослинний матеріал в цьому напрямку. Для визначення сили P_r , яка діє в зоні стиску зі сторони ролика на матеріал, виділимо елементарну зону деформації $ds=r \cdot d\alpha$. Тоді сила P_r , яка діє на елементарну площадку в напрямку пресувальної камери

$$dP_R = p \cdot l \cdot \cos \psi \cdot dS = p \cdot l \cdot r \cdot \cos \psi \cdot d\alpha, \quad (7)$$

де l – ширина пресувальної камери.

Питомий тиск P являється, функцією кута α ,

$$p = f(\gamma) = \varphi(\alpha). \quad (8)$$

Щільність запресованого матеріалу в елементарній зоні деформації з товщиною шару h буде

$$\gamma = \gamma_o \cdot \frac{h_n}{h} \quad (9)$$

Пам'ятаючи, що рівне

$$h = \sqrt{R_2^2 + 2r_2 \cdot (1 - \sin \alpha) \cdot (R_2 + r_2)} - R_2, \quad (10)$$

одержимо

$$\gamma = \gamma_o \cdot \frac{h_n}{\sqrt{R_2^2 + 2r_2 \cdot (1 - \sin \alpha) \cdot (R_2 + r_2)} - R_2}. \quad (11)$$

Позначимо відстань між осями водила і ролика через $A_2 = R_2 + r_2$, отримаємо

$$\cos \psi = \frac{r_2 + A_2 \cdot \sin \alpha}{\sqrt{A_2^2 + r_2^2 + 2A_2 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha}} \quad (12)$$

Звідси

$$dP_R = l \cdot r_1 \cdot \frac{r_2 + A_2 \cdot \sin \alpha}{\sqrt{A_2^2 + r_2^2 + 2A_2 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha}} \cdot \varphi(\alpha) \cdot d\alpha \quad (13)$$

В момент, коли щільність матеріалу під роликом досягає $\gamma_{\max}$ (величина сили зі сторони ролика на пресований матеріал рівна опору камери), розпочнеться переміщення всієї маси в мірі під дією постійної сили.

На основі рівняння 6 отримаємо $\gamma_{\max}$

$$\gamma_{\max} = \gamma_o \cdot \frac{h_n}{\sqrt{R_2^2 + 2A_2 \cdot r_2(1 - \sin \alpha_{np})} - R_2} \quad (14)$$

Звідки кут α_{np} , який відповідає початку переміщення всієї маси в камеру буде рівним

$$\alpha_{np} = \arcsin \left[1 - \frac{\frac{\gamma_o}{\gamma_{\max}} \cdot h_n \cdot \left(2R_2 + \frac{\gamma_o}{\gamma_{\max}} \cdot h_n \right)}{2A_2 \cdot r_2} \right] \quad (15)$$

А рівнодіюча сила P_r , що зі сторони роликів впливає на матеріал, може бути виражена наступним чином

$$P_R = \int_{\alpha_n}^{\alpha_{np}} l \cdot r_2 \cdot \frac{r_1 + A_1 \cdot \sin \alpha}{\sqrt{A_2^2 + r_2^2 + 2A_2 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha}} \cdot \varphi(\alpha) \cdot d\alpha + \int_{\alpha_{np}}^{\frac{\pi}{2}} l \cdot r \cdot \frac{r_2 + A_2 \cdot \sin \alpha}{\sqrt{A_2^2 + r_2^2 + 2A_2 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha}} \cdot \varphi(\alpha_{np}) \cdot d\alpha \quad (16)$$

Кут $\alpha_{u.m.}$, який показує місце прикладання рівнодіючої сили P_r , буде визначений як координата центру тяжіння епюри тиску на дузі $\pi/2 - \alpha$.

$$\alpha_{u.m.} = \frac{\int_{\alpha_n}^{\alpha_{np}} a \cdot l \cdot r_2 \cdot \frac{r_2 + A_2 \cdot \sin \alpha}{\sqrt{A_2^2 + r_2^2 + 2A_2 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha}} \cdot \varphi(\alpha) \cdot d\alpha + \int_{\alpha_{np}}^{\frac{\pi}{2}} a \cdot l \cdot r_1 \cdot \frac{r_2 + A_2 \cdot \sin \alpha}{\sqrt{A_2^2 + r_2^2 + 2A_2 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha}} \cdot \varphi(\alpha_{np}) \cdot d\alpha}{\int_{\alpha_n}^{\alpha_{np}} l \cdot r_1 \cdot \frac{r_1 + A_1 \cdot \sin \alpha}{\sqrt{A_2^2 + r_2^2 + 2A_2 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha}} \cdot \varphi(\alpha) \cdot d\alpha + \int_{\alpha_{np}}^{\frac{\pi}{2}} l \cdot r_1 \cdot \frac{r_2 + A_2 \cdot \sin \alpha}{\sqrt{A_2^2 + r_2^2 + 2A_2 \cdot r_2 \cdot \sin \alpha}} \cdot \varphi(\alpha_{np}) \cdot d\alpha} \quad (17)$$

Права частина рівняння 17 складається з двох інтегралів. Перший інтеграл при $\varphi(\alpha)$ не може бути представлений в кінцевому виді. Тому для його розв'язку використаємо числовий метод. Другий інтеграл комбінацією еліптичних інтегралів першого і другого роду.

Після проведених перетворень і розрахунків отримаємо:

$$P_r = I_1 + I_2 \quad (18)$$

де:

$$I_1 = 10^4 \cdot l \cdot r \cdot \frac{\alpha_{np} - \alpha_n}{4} [\Phi(\alpha_1) + \Phi(\alpha_2) + \Phi(\alpha_3) + \Phi(\alpha_4)]$$

$$I_2 = 10^4 \cdot l \cdot \varphi_{\alpha_{np}} ((2r + R) \cdot E(x_{np}; k) \cdot R \cdot E(x_{np}; k)$$

де $E(x_{np}; k)$ – неповний еліптичний інтеграл другого роду;

$F(x_{np}; k)$ – неповний еліптичний інтеграл першого роду.

Момент, який необхідно прикласти до ролика для його обертання навколо осі O_1 , буде наступним

$$M = P_R \cdot r_1 \cdot \sin \psi_{u.m.} \quad (19)$$

де $\psi_{u.m.}$ – кут між радіусами кільця і ролика, проведеними із точки прикладеної рівнодіючої P_r .

Із формули 17, можна вираз моменту написати наступним чином

$$M_2 = 9.8 \frac{P_R \cdot A_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_{u.m.}}{\sqrt{A_1^2 + r_1^2 + 2A_1 \cdot r_1 \cdot \sin \alpha_{u.m.}}} \quad (20)$$

Звідки загальна потужність на обертання водила з роликами z , може бути обчислена по формулі:

$$N = 278 \frac{(M_1 + M_2) \cdot Q}{r_1 \cdot l \cdot h_n \cdot \gamma_o} \text{ кВт} \cdot \quad (21)$$

де n_6 – число обертів водила за хвилину.

Так як n_e від заданої продуктивності пресувального пристрою Q , радіуса внутрішнього кільця R_1 , ширини пресувальних отворів l , початкової товщини шару, що подається h_n , початкової щільності пресованої маси γ_0 і кількості пресуючи роликів Z .

$$n_e = \frac{10^8 Q}{12\pi \cdot R_1 \cdot l \cdot h_n \cdot \gamma_0 \cdot Z} \quad (22)$$

Таблиця 1. Визначення основних конструктивно-технологічних параметрів двохматричного прес-гранулятора.

Table 1. Determination of the main design and technological parameters of the two-matrix press granulator.

№ з/п	Параметри	Одиниця вимірювання	Значення
1	Продуктивність, Q	т/год	4,0
2	Радіус зовнішньої матриці, R_2 (по робочій поверхні)	м.	0.5
3	Радіус внутрішньої матриці, R_1 (по робочій поверхні)	м	0.2
4	Кількість роликів, z	шт.	8
5	Радіус ролика,	г	0.125
6	Кут прикладання рівнодійної сили $\alpha_{ц,т}$	град.	85
7	Рівнодійна сила P_r	кН	138,7
8	Крутний момент на приведення ролика, M	Нм	1471
9	Число обертів водила n_v	об/хв.	60
10	Загальна потужність	кВт	141

На основі цих розрахунків проведено аналіз напружено-деформованого стану вузла гранулювання та визначені фактичні напруження, деформації та переміщення деталей вузла на розрахункових навантаженнях, а також втомне руйнування матеріалів під дією циклічних напружень.

Як можемо бачити (рис. 1) найбільш навантаженим вузлом буде з'єднання ексцентрикового валу 9 з водилом 10. Тому змодельємо процес гранулювання приклавши розрахункове навантаження до відповідного вузла в програмі Solidworks simulation.

На рисунку 4 показані найбільш навантажені місця у цьому з'єднанні. Як бачимо згідно максимальне напруження становить 41,9 МПа. дане напруження оцінено по еквівалентним напруженням по критерію von Mises. Максимальне переміщення деталей становить 0,2 мм.

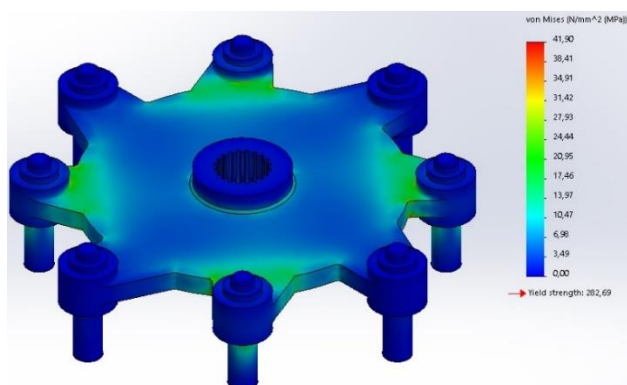


Рис. 4. Максимальні напруження з'єднання.

Fig. 4. Maximum strain connection.

На рис. 5 показані результати визначення мінімального запасу міцності. Цей коефіцієнт аналізувався у порівнянні з межею текучості матеріалу з якого виготовлена дана деталь. Та у даному випадку

Аналогічні виведення проведено для визначення параметрів зовнішньої матриці.

На основі наведених рівнянь проведено розрахунки основних конструктивно-технологічних параметрів двохматричного прес-гранулятора, які наведені в таблиці 1.

мінімальний коефіцієнт запасу міцності становить 3,2, що є допустимим значенням.

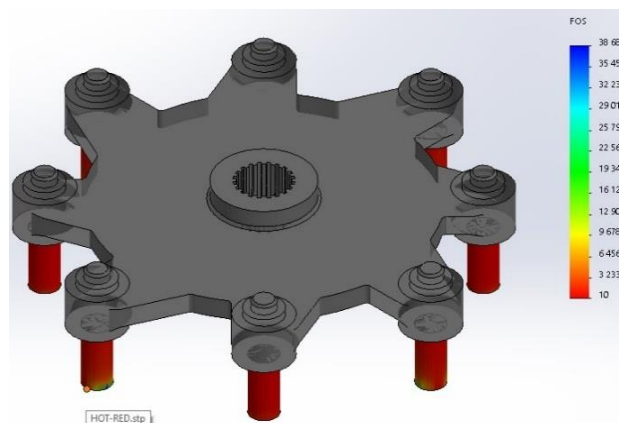


Рис. 5. Мінімальний коефіцієнт запасу міцності.

Fig. 5. Factor of safety-factor of safety.

Проведений аналіз втоми матеріалу яке, спричинене в результаті поступового накопичення ушкоджень під дією циклічних напружень Проведене моделювання технологічного процесу пелетування при 20 млн. циклічних навантажень досліджуваного з'єднання показало, що втомлене спрацювання ексцентрикового валу становитиме від 52-74 %. Така кількість циклічних навантажень рівна 11000 люд.год., 3 роки при двозмінному робочому дні. Враховуючи термін роботи матриці прес-гранулятора становить 500 люд.год. це є досить хорошим результатом.

Висновки

1. В результаті проведеного аналізу запропоновано нову конструкцію двохматричного прес-гранулятора. Основною особливістю запропонованого двохматричного прес-гранулятора є

зниження металомісткості обладнання та підвищення продуктивності технологічного процесу пелетування органічних відходів сільськогосподарської продукції шляхом розміщення двох матриць на одній опорній плиті, таким чином, щоб робоча зона пелетування знаходилась між ними, а пресувальні ролики рівномірно по черзі запресовували органічну сировину у отвори фільєри обох матриць.

2. Досліджено що енергетичні затрати на технологічний процес пелетування органічної сировини (солома зернових культур) знаходяться в таких же межах, як у існуючих прес-грануляторів з кільцевою матрицею відповідною продуктивністю, а геометричні розміри значно менші.

3. Проведений аналіз напружено-деформованого стану вузла гранулювання та визначені фактичні напруження, деформації та переміщення деталей вузла на розрахункових навантаженнях, а також втомне руйнування матеріалів під дією циклічних напружень за допомогою програми Solidworks simulation показав, що найбільш навантажений вузол (з'єднання ексцентрикового валу з водилом) цілком працездатний і має запас міцності не менше 3,2 і може експлуатуватись не менше 3 років при двозмінному робочому дні.

Список літератури

1. Прес-гранулятори фірми «Kahl» [Електронний ресурс] URL: [http://www.inworld.com.ua/content/userdata/r_1326_pressy_granulyatory_firmy_kal\(7\).pdf](http://www.inworld.com.ua/content/userdata/r_1326_pressy_granulyatory_firmy_kal(7).pdf).
2. Mechanika Nawrocki granulatory. [Електронний ресурс]. 2021 URL: <https://docplayer.com/38749952-Mechanika-nawrocki-granulatory-44-0.html>.
3. Пресс-гранулятор ОГМ-1,5А. [Електронний ресурс]. 2021 URL: <https://factory.lt/ru/produkcija/oborudovanie-dlja-proizvodstva-granul/press-granuljator-ogm-15a>.
4. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2021. Vol. 4. Issue 7(112). P. 41-49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.
5. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 6 (7-108). P. 71-79. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217747.
6. Palamarchuk I., Rogovskii I., Titova L., Omelyanov O. Experimental evaluation of energy parameters of volumetric vibroseparation of bulk feed from grain. Engineering for Rural Development. 2021. Vol. 20. P. 1761-1767. doi: 10.22616/ERDev.2021.20. TF386.
7. Rogovskii I., Titova L., Ohiienko M., Snezhko O., Nadtochiy O., Raiss F., Berezova L. Methodology of engineering management of agrotronics of grain production by agricultural enterprises. Monograph. Opole. The Academy of Management and Administration in

Opole. 2021. ISBN 978-83-66567-37-5. 214 p.

8. Комар А. С. Аналіз переваг та недоліків штемпельних пресів. Збірник тез доповідей II Міжн. наук.-практ. конф. «Агроінженерія: сучасні проблеми та перспективи розвитку». НУБіП України. Київ. 2019. С. 75-76.

9. Братішко В. В. Механіко-технологічні основи приготування повнораціональних комбікормів гвинтовими грануляторами: дис. д-ра техн. наук: 05.05.11. Глеваха: 2017. 322 с.

10. Rogovskii I. L. Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 1. P. 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.

11. Двоматричний прес-гранулятор: пат. 120457 Україна: МПК (2006), A01D 89/00, A01F 17/00, B02C 18/08 (2006.01), B29C 48/32 (2019.01), B30B 9/20 (2006.01), Заявл. 19.12.2017, Опубл. 10.12.2019, бюл. № 23

12. Клименко В. В., Кравченко В. І., Боков В. М., Гуцул В. І. Технологічні основи виготовлення біопалива з рослинних відходів та їх композитів: Монографія. ПП «Ексклюзив-Систем». 2017. 162 с.

13. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Marinina L. I., Lavrinenko O. T., Bannyi O. O. Engineering management of machine for formation of artificial shell on seed vegetable cultures. INMATEH. Agricultural Engineering. 2020. Bucharest. Vol. 61. No 2. P. 165-174. doi: 10.35633/INMATEH-61-18.

14. Matt Weber. SolidWorks Simulation 2017. [Електронний ресурс] URL: <https://media.oaipdf.com/pdf/44611c5c-a61a-410c-8663-970ac042f7d3.pdf>.

References

1. Press granulators of the firm "Kahl" [Electronic resource] URL: [http://www.inworld.com.ua/content/userdata/r_1326_pressy_granulyatory_firmy_kal\(7\).pdf](http://www.inworld.com.ua/content/userdata/r_1326_pressy_granulyatory_firmy_kal(7).pdf).
2. Mechanics Nawrocki granulators. [Electronic resource]. 2021 URL: <https://docplayer.com/38749952-Mechanika-nawrocki-granulatory-44-0.html>.
3. Press-OGM-1,5A granulator. [Electronic resource]. 2021 URL: <https://factory.lt/ru/produkcija/oborudovanie-dlja-proizvodstva-granul/press-granuljator-ogm-15a>.
4. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. (2021). Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 4(7(112)). 41-49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.
5. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. (2020). Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 6 (7-108). 71-79. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217747.
6. Palamarchuk I., Rogovskii I., Titova L., Omelyanov O. (2021). Experimental evaluation of energy

parameters of volumetric vibroseparation of bulk feed from grain. *Engineering for Rural Development*. 20. 1761-1767. doi: 10.22616/ERDev.2021.20.TF386.

7. Rogovskii I., Titova L., Ohiienko M., Snezhko O., Nadtochiy O., Raiss F., Berezova L. (2021). Methodology of engineering management of agrotechnics of grain production by agricultural enterprises. Monograph. Opole. The Academy of Management and Administration in Opole. ISBN 978-83-66567-37-5. 214.

8. Komar A. S. (2019). Analysis of the advantages and disadvantages of stamp presses. Collection of abstracts of reports II International. scientific-practical conf. "Agroengineering: current problems and prospects for development." NULES of Ukraine. Kyiv. 75-76.

9. Bratishko V. V. (2017). Mechanical and technological bases of preparation of full-ration compound feeds by screw granulators: dis. Dr. Tech. Science: 05.05.11. Glevakha. 322.

10. Rogovskii I. L. (2021). Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 12(1). 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.

11. Two-matrix press granulator: US Pat. 120457 Ukraine: IPC (2006), A01D 89/00, A01F 17/00, B02C 18/08 (2006.01), B29C 48/32 (2019.01), B30B 9/20 (2006.01), App. 12/19/2017, Publ. 10.12.2019, bul. № 23.

12. Klimenko V. V., Kravchenko V. I., Bokov V. M., Hutsul V. I. (2017). Technological bases of biofuel production from vegetable waste and their composites: Monograph. PE "Exclusive-System". 162.

13. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Marinina L. I., Lavrinenko O. T., Bannyi O. O. (2020). Engineering management of machine for formation of artificial shell on seed vegetable cultures. *INMATEH. Agricultural Engineering*. Bucharest. 61(2). 165-174. doi: 10.35633/INMATEH-61-18.

14. Matt Weber. SolidWorks Simulation 2017. [Electronic resource] URL: <https://media.oipdf.com/pdf/44611c5c-a61a-410c-8663-970ac042f7d3.pdf>.

ДВОХМАТРИЧНИЙ ПРЕС-ГРАНУЛЯТОР

И. В. Фльонц, И. И. Чвартацький, Р. В. Шатров

Аннотация. Развитие промышленности и жизнедеятельность людей напрямую зависят от традиционных видов топлива, основные из них это нефть, газ и уголь. Основной альтернативой, способной уменьшить использование этих источников энергии является растительная биомасса. Ее производят из органических остатков сельского хозяйства, лесоперерабатывающей промышленности. Помимо этого использование биомассы безопасно для окружающей среды и здоровья человека. Отметим, что биомасса нуждается в разработке новых технологий переработки в топливо. В этой статье представлен анализ применения двухматричного пресс-гранулятора для производства пеллет из органического сырья. Предложена методика расчета основных конструктивных параметров пресс-гранулятора, обоснованы конструктивные особенности конструкции и проведено моделирование основных

силовых параметров устройства с помощью программы Solidworks simulations. Основной особенностью предложенного двухматричного пресс-гранулятора является снижение металлоемкости оборудования и повышение производительности технологического процесса пеллетирования органических отходов сельскохозяйственной продукции путем размещения двух матриц на одной опорной плите, таким образом, чтобы рабочая зона пеллетирования находилась между ними, а прессовочные ролики равномерно поочередно запрессовывали органическое в отверстия фильеры обеих матриц.

В результате проведенных научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ спроектирован новый двухматричный пресс-гранулятор, который может использоваться как в стационарных установках, так и в мобильных комбайнах для пеллетирования соломы в поле.

Ключевые слова. пеллетирование, органическое сырье, прессование пресс-гранулятор, пеллеты.

TWO-MATRIX PRESS GRANULATOR

I. V. Flonts, I. I. Chvartatskiy, R. V. Shatrov

Abstract. The development of industry and people's livelihoods directly depend on traditional fuels, the main ones being oil, gas and coal. The main alternative that can reduce the use of these energy sources is plant biomass. It is made from organic residues of agriculture, wood processing industry. In addition, the use of biomass is safe for the environment and human health. Note that biomass requires the development of new technologies for fuel processing. This article presents an analysis of the use of a two-matrix press granulator for production for the production of pellets from organic raw materials. The method of calculation of the main design parameters of the press granulator is offered, the design features of the design are substantiated and the modeling of the main power parameters of the device is carried out by means of the Solidworks simulations program. The main feature of the proposed two-matrix press granulator is to reduce the metal content of equipment and increase the productivity of the process of pelleting organic waste from agricultural products by placing two matrices on one base plate, so that the pellet working area is between them and pressing rollers evenly press organic raw materials. in the holes of the die of both matrices.

As a result of research and development work, a new two-matrix press granulator has been designed, which can be used both in stationary installations and in mobile combines for pelleting straw in the field.

Key words: pelleting, organic raw materials, pressing press granulator, pellets.

I. V. Фльонц ORCID 0000-0001-5175-9066.

I. I. Чвартацький ORCID 0000-0001-5689-4603.

Р. В. Шатров ORCID 0000-0002-3596-0146.

УДК 665.73:54-41

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ТИРСИ РІЗНИХ ПОРІД ДЕРЕВ ЯК СОРБЕНТІВ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ НАФТОПРОДУКТІВ

О. М. Калівощко, М. Ф. Калівощко

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 162 – біотехнології та біоінженерія.

Кореспонденція авторів: alek-k@ukr.net; m.f.kalivoshko@gmail.com.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.
Бібл. 22, рис. 4, табл. 3.

Анотація. В роботі проаналізовано екологічний стан довкілля, в зв'язку з забрудненням його паливно-мастильними матеріалами (через проливи та виливи), а також наслідки викликані їх накопиченням в ґрунті та воді. Показано, що нафтопродукти, які потрапляють в ґрунт та водне середовище можуть суттєво забруднювати їх. Дана оцінка засобам, методам та технологіям очищення ґрунтового і водного середовища від нафтопродуктів та продуктів їх розкладання. Обґрунтовано доцільність очищення забруднень методом сорбції, як ефективного, простого, доступного прийому, коли при невеликих затратах, в якості сорбуючого матеріалу використовується тирса різних порід дерев. Подано фізико-хімічні, структурні, поглинальні та сорбційні характеристики тирси різних порід дерев, їх переваги та ефективність, в порівнянні з іншими сорбентами рослинного походження, при використанні для очищення ґрунтового і водного середовища. Розкрито екологічні та економічні переваги очищення ґрунтового і водного середовища від нафтопродуктів тирсою різних порід дерев, в порівнянні з іншими методами очищення.

Ключові слова: довкілля, екологічна безпека, економічні показники, нафтопродукти, сорбенти, сорбційна ємність, тирса.

Постановка проблеми

Нафтопродукти, через широке розповсюдження та використання, часто потрапляють в довкілля [1-3]. Вони та їх продукти розпаду можуть суттєво забруднювати навколишнє середовище [4]. Небезпеку для довкілля представляють та завдають негативного впливу біоті як нафтопродукти [5], так їх шкідливі та токсичні речовини [6], що утворюються в результаті хімічних і біологічних перетворень [7]. Очищення від нафтопродуктів ґрунтів [8] та води методом сорбції екологічно ефективно [9], доступно [10] та економічно доцільно [11]. Особливої ролі, значення та поширення набувають сорбенти рослинного походження [12]. Дослідження суті процесів сорбції, коли сорбентами являється побічна продукція рослинного походження

не втратили своєї актуальності [13]. Вивчення фізико-хімічних [14], структурних [15], поглинальних [16] та сорбційних [17] властивостей тирси різних порід дерев як сорбентів [18], процесів сорбції ними нафтопродуктів [19], екологічної, виробничої та економічної оцінки і аналізу результатів їх ефективності [20], потребують подальшої уваги [21], обґрунтувань та пропозицій [22].

Аналіз останніх досліджень

Через широке застосування продуктів нафтопереробки, значна їх кількість потрапляє в довкілля та спричиняє суттєві екологічні зміни водного та ґрунтового середовища [1, 2, 10]. Нафтопродукти стали розповсюдженими, дієвими та небезпечним забруднювачем навколишнього середовища [5, 7]. Очищення ґрунтових та водних екосистем від нафтопродуктів методом сорбції не втратило своєї актуальності та значення [14, 15]. Завдяки практичності, ефективності і безпечності сорбенти були, а в останні десятиліття набувають ще більшого поширення та використання в усіх галузях народного господарства, в тому числі і для очищення від нафтопродуктів ґрунтів і води [8, 9, 12]. Досліджується будова, властивості, ефективність застосування сорбентів рослинного походження [3, 4, 5, 6, 11, 13]. Слід відзначити, що фізико-хімічні, структурні, поглинальні та сорбційні характеристики та ефективність тирси різних порід дерев, як сорбентів, для очищення водних і ґрунтових екосистем, їх екологічну і економічну оцінку, недостатньо глибоко та повно вивчено.

Мета досліджень

Метою наших досліджень стало вивчення: фізичних, хімічних структурних, сорбційних та поглинальних властивостей тирси різних порід дерев; техніки, технологічних процесів та технологій її застосування; повноти очищення, екологічної та економічної переваги використання тирси різних порід

дерев, при очищенні водного середовища і ґрунтів від нафтопродуктів, в порівнянні з іншими методами.

Результати досліджень

За результатами наших досліджень та інших дослідників, тирса різних порід дерев має кращі сорбційні властивості, в порівнянні з іншими сорбентами рослинного походження [3, 4, 6]. Наші дослідження фізико-хімічних, структурних, поглинальних та сорбційних характеристик та ефективності тирси найбільш поширених порід дерев, показують (табл. 1), що вони суттєво різняться між собою. Як видно з (табл. 1), найвищі вони у тирси сосни, дещо поступаються їм тирса граба, а найнижчі – у тирси берези. Тирса горіха та осики займають, відповідно, проміжне положення.

Таблиця 1. Поглинальні та сорбційні характеристики тирси різних порід дерев при природній (в межах 70%) вологості.

Table 1. Absorption and sorption characteristics of sawdust of various tree species under natural (within 70%) humidity.

Показники	Сосна	Горіх	Береза	Осина	Граб
Нафтоємність, г/г	2,3	1,9	1,5	1,7	2,1
СОЄ, мг-екв/г	2,4	1,8	1,5	1,7	2,2
Vs (H ₂ O), см ³ /г	0,09	0,04	0,03	0,04	0,06
Vs (C ₆ H ₆), см ³ /г	0,06	0,02	0,02	0,02	0,04
S _{пит.} , м ² /г	8,0	7,5	7,5	7,5	7,5

Вже при незначному зниженні вологи тирси всіх порід дерев, коли вологість знижується з 70-80% до 50-60%, як видно з (табл.2), всі структурні та фізико-хімічні характеристики, поглинальні та сорбційні властивості суттєво підвищуються. Причому нафтоємність та сорбційна ємність тирси сосни і граба значно перевищують дві одиниці.

Таблиця 2. Поглинальні та сорбційні характеристики тирси найбільш поширених порід дерев при вологості 50-60%.

Table 2. Absorption and sorption characteristics of sawdust of most common tree species at a humidity level of 50-60%.

Показники	Сосна	Горіх	Береза	Осина	Граб
Нафтоємність, г/г	2,7	2,3	1,9	2,1	2,4
СОЄ, мг-екв/г	2,6	1,9	1,6	1,7	2,2
Vs (H ₂ O), см ³ /г	1,0	0,05	0,04	0,04	0,06
Vs (C ₆ H ₆), см ³ /г	0,07	0,03	0,03	0,03	0,04
S _{пит.} , м ² /г	8,4	7,9	7,9	7,9	8,0

Оцінка поглинальної здатності нафтопродуктів матеріалами рослинного походження, проведена нами та іншими дослідниками [3, 4, 8], показує, що сорбенти можна ефективно використовувати, коли їх сорбційна

ємність знаходиться в межах 2-3 мг-екв/г та більше. З таблиць 1 та 2 видно, що таким вимогам, повністю відповідають, тирса сосни та граба до певної міри горіха. Через підвищений вміст смолистих речовин, тирса сосни має найкращі фізико-хімічні, структурні, сорбційну та поглинальні характеристики та властивості серед інших порід дерев. Тирсу сосни та граба, а при їх відсутності горіха, можна безпосередньо на місцях їх виробництва, застосовуватися як сорбенти для очищення від забруднення нафтопродуктами ґрунтів та водного середовища. Проте, тирса при природній вологості, через підвищену вологість, навіть у приміщеннях, що мають добру вентиляцію, погано зберігається. Вона швидко псується бактеріальними мікроорганізмами та грибовими представниками, тому її практично важко тривалий час зберігати. Тирсу, що має вологість 50-60% при належній вентиляції приміщень та догляду при зберіганні можна певний час зберігати.

Як показують наші дослідження, між поглинальною та сорбційною ємністю тирси всіх видів дерев та вологістю спостерігається обернено пропорційна залежність (табл. 1,2,3). Коли ми висушили тирсу всіх досліджуваних порід дерев, при температурі в межах 100°C, її сорбційні показники зросли більше ніж в 1,5 рази, в порівнянні з аналогічними характеристиками при вологості 70%. Поглинальні та сорбційні властивості такої тирси всіх порід дерев характеризуються досить високими показниками, особливо у тирси сосни, сорбційна ємність якої досягає майже чотирьох одиниць. Її, в першу чергу, слід застосовувати при очищенні при забрудненнях. При відсутності тирси сосни, можна використовувати, в таких випадках, як сорбент, тирсу інших порід дерев, але передусім граба. Причиною зростання сорбційних показників тирси досліджуваних порід дерев, мабуть, слід вважати, випаровування вологи з мікропор, що збільшує площу їх активної поверхні. Такі тирси мають вологість в межах 15%, добре зберігаються тривалий час, мають добрі сорбційні і поглинальні показники та властивості, а тому можуть широко використовуватися для сорбції нафтопродуктів.

Таблиця 3. Поглинальні та сорбційні характеристики тирси найбільш поширених порід дерев висушеної при 90-110 °C.

Table 3. Absorption and sorption characteristics of sawdust of most common tree species dried at 90-110 °C.

Показники	Сосна	Горіх	Береза	Осина	Граб
Нафтоємність, г/г	3,7	3,2	2,8	3,0	3,4
СОЄ, мг-екв/г	2,9	2,1	1,8	1,9	2,5
Vs (H ₂ O), см ³ /г	1,0	0,05	0,04	0,04	0,06
Vs (C ₆ H ₆), см ³ /г	0,07	0,03	0,03	0,03	0,04
S _{пит.} , м ² /г	9,2	8,7	8,2	8,3	8,8

Основна характеристика, яка нас цікавить з точки зору оцінки сорбційної здатності тирси різних порід дерев, які можуть використовуватися в якості сорбентів при очищенні від нафтопродуктів являється

їх поглинальна здатність (активність). Вона залежить від багатьох факторів: як від особливостей самих взаємодіючих компонентів, що приймають участь в перетвореннях, так і від зовнішніх умов, які складаються під час процесу сорбції. Досить важливим показником є швидкість процесів поглинання, так як його необхідно враховувати при розробці технології ліквідації екологічних наслідків від розливів нафтопродуктів. Викликає зацікавленість дослідження активності тирси різних порід дерев, ще й тому, що об'єкт дослідження (тирса), має однакову природу походження з деревини.

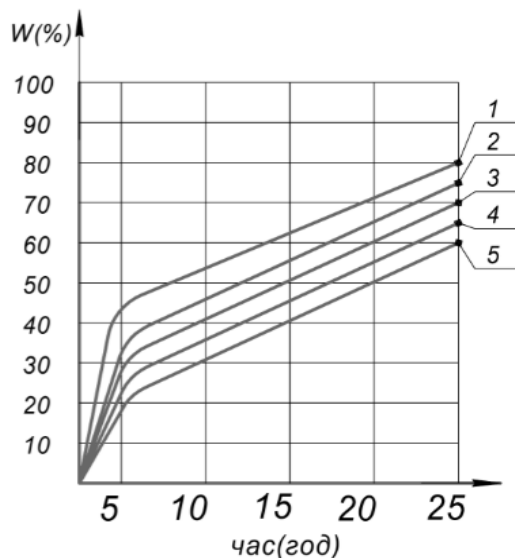


Рис. 1. Кінетика процесу поглинання дизельного пального тирсою різних порід дерев: 1 – сосна; 2 – граб; 3 – горіх; 4 – осика; 5 – береза.

Fig. 1. The absorption kinetics of diesel fuel by sawdust of various tree species: 1 – pine; 2 – hornbeam; 3 – walnut; 4 – aspen; 5 – birch.

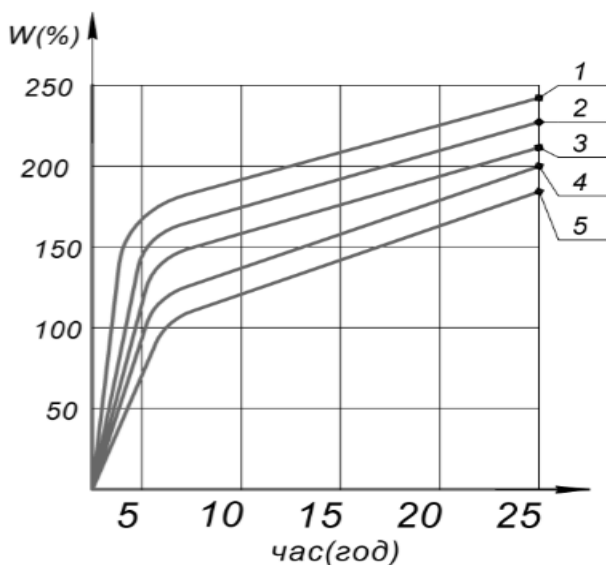


Рис. 2. Кінетика процесу поглинання бензину тирсою різних порід дерев: 1 – сосна; 2 – граб; 3 – горіх; 4 – осика; 5 – береза.

Fig. 2. The absorption kinetics of petrol by sawdust of various tree species: 1 – pine; 2 – hornbeam; 3 – walnut; 4 – aspen; 5 – birch.

Кінетику протікання процесу поглинання тирсою різних порід дерев досліджували для дизельного пального та бензину (рис. 1, рис. 2).

Звертає на себе факт великої швидкості насичення тирси всіх порід дерев бензином, порівняно з дизельним паливом. Це передусім пов'язано з відносно високою в'язкістю останнього, що особливо проявляється у процесі заповнення закритих мікропор та каналів невеликих розмірів, а також природою вихідної деревини. Тирса сосни містить в своєму складі більше смолистих речовин, а граба велику кількість мікропор, тому вони мають найвищі поглинальні властивості, а також активність поглинання. Найнижча активність виявилася у тирси берези, проміжне положення займає тирса горіха та осики. Слід відзначити, що процеси поглинання тирсою різних порід дерев як бензину, так і дизельного пального відбуваються з однаковою послідовною закономірністю в часі. Причому, через 25 годин поглинання сорбентами нафтопродуктів, процес їх сорбції ще повністю не закінчується, хоча він підходить майже до завершення.

Виконаний нами аналіз характеру поглинання нафтопродуктів тирсою різних порід дерев вказує, що на кінетику і рівновагу процесів поглинання суттєво впливає вологість сорбенту. На рисунку 3 демонструється вплив вологості – W_L тирси різних порід дерев на їх поглинальну здатність – W_L , в відношенні до дизельного пального при температурі 20°C. Спостерігається протилежна залежність між поглинаючою здатністю, що викликано, напевно, передусім, різною природою молекул води (полярні молекули) і молекул дизельного пального (неполярні молекули) та вуглеводневою частиною тканин деревини. Що стосується впливу вологості тирси на особливості поглинання, дизельного пального в залежності від породи дерев, то вона корелює з загальною тенденцією їх нафто та сорбційною ємністю.

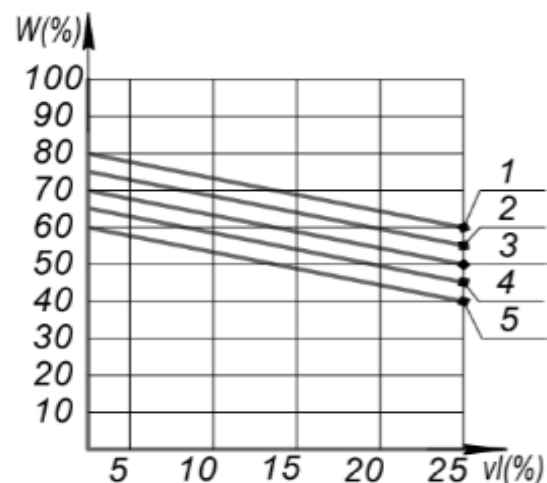


Рис. 3. Вплив вологості на поглинаючу здатність тирси різних порід дерев дизельного пального: 1 – сосна; 2 – граб; 3 – горіх; 4 – осика; 5 – береза

Fig. 3. Influence of humidity on the absorption of diesel fuel by sawdust of various tree species: 1 – pine; 2 – hornbeam; 3 – walnut; 4 – aspen; 5 – birch

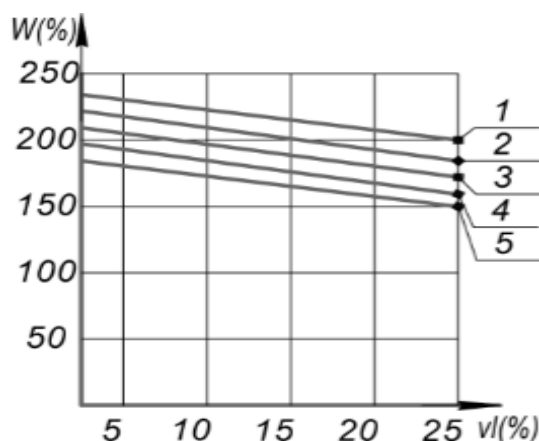


Рис. 4. Вплив вологості на поглинаючу здатність тирси різних порід дерев бензину: 1 – сосна; 2 – граб; 3 – горіх; 4 – осика; 5 – береза.

Fig. 4. Influence of humidity on the absorption of petrol by sawdust of various tree species: 1 – pine; 2 – hornbeam; 3 – walnut; 4 – aspen; 5 – birch.

Аналіз впливу вологості на поглинальну здатність різних порід дерев, в відношенні до бензину (рис. 4), при температурі 20°C, показує, що у всіх випадках підвищення вологості викликає суттєве зниження їх поглинальної здатності. Це пов'язано з перешкодами, які виникають на шляху руху бензину у вологих порах і капілярах, заповненням капілярів і пор водою, що зменшує їх об'єм для заповнення та площу поверхні при сорбції і співпадає з попередніми спостереженими тенденціями та процесами до дизельного пального.

Висновки

1. Тирсу сосни та граба, а при їх відсутності горіха, можна безпосередньо з місць їх виробництва, застосовувати як сорбенти для очищення від забруднення нафтопродуктами ґрунтів та водного середовища.

2. Найвищі поглинальні та сорбційні властивості та характеристики, має тирса сосни, дещо поступається їй тирса граба, а найнижчі відповідні показники у тирси берези.

3. Просушену тирсу, при температурі 90-110°C, всіх видів дерев, можна використовувати для очищення ґрунтів і води при забрудненні нафтопродуктами та зберігати необмежений час.

Список літератури

1. Hassan A. Review of the global oil and gas industry: a concise journey from ancient time to modern world. *Petroleum Technology Development Journal*. 2019. Vol. 3(2). P. 123-141.
2. Diemer R. Transport in the European Union – current trends and issues. *Mobility and Transport*. 2019. Vol. B-1049. P. 143-191.
3. Cruz J. F., Matejova L., Pirilä M., Ainassaari K., Canepa C., Mousavi S. M. A comparative study on activated carbons derived from a broad range of agro-industrial wastes in removal of large-molecular-size

organic pollutants in aqueous phase (water, air, and soil pollution). *Water Air and Soil Pollution*. 2015. Vol. 226(11). P. 213-235. doi 10.1007/s11270-015-2540-1.

4. Morteza A., Mohammad Reza Masnavi M. R., Khalighi N. Use of natural purification of water cycle and water management as a solution towards eco-design. *Design for Innovative Value Towards a Sustainable Society*. 2012. Vol. 7. P. 6-18. doi 10.1007/978-94-007-3010-6_18.

5. Koumanova B. Fate of chemicals in the aquatic environment. *Chemicals as Intentional and Accidental Global Environmental Threats*. 2016. Vol. XVIII. P. 93-103.

6. Azat S., Pavlenko V. V., Kerimkulova A. R., Mansurov Z. A. (2012). Synthesis and structure determination of carbonized nano mesoporous materials based on vegetable raw materials. *Advanced Materials Research*. 535. 1041-1045. doi 10.4028/www.scientific.net/AMR.535-537.1041.

7. Pinchevska O., Sedliačik J., Horbachova O., Spirochkin A., Rohovskyi I. Properties of hornbeam (*Carpinus betulus*) wood thermally treated under different conditions. *Acta Facultatis Xylogologiae Zvolen*. 2019. Vol. 61(2). P. 25-39. doi: 10.17423/afx.2019.61.2.03.

8. Ngene S., Tota-Maharaj K., Eke P., Hills C. Environmental and economic impacts of crude oil and natural gas production in developing countries. *International Journal of Economy, Energy and Environment*. 2016. Vol. 1(3). P. 64-73. doi 10.11648/j.ijee.20160103.13.

9. Sun Y., Webley P. A. Preparation of activated carbons from corncob with large specific surface area by a variety of chemical activators and their application in gas storage. *Chemical Engineering Journal*. 2010. Vol. 162(3). P. 883-892.

10. Mohan D., Pittman C. U., Steele P. H. Pyrolysis of wood/biomass for bio-oil: a critical review. *Energy and Fuels*. 2006. Vol. 20(3). P. 848-889.

11. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Solomka O. V., Popyk P. S., Shvidia V. O., Stepanenko S. P. Experimental studies of drying conditions of grain crops with high moisture content in low-pressure environment. *INMATEH Agricultural Engineering*. 2019. Vol. 57(1). P. 141-146.

12. Ahmad F., Daud W. W., Ahmad M. A., Radzi R. Shell-based activated carbon by CO₂ activation in removing of cationic dye from aqueous solution: kinetics and equilibrium studies. *Chemical Engineering Research and Design*. 2012. Vol. 90(10). P. 1480-1490.

13. Nieto-Delgado C., Rangel-Mendez J. R. In situ transformation of agave bagasse into activated carbon by use of an environmental scanning electron microscope. *Microporous and Mesoporous Materials*. 2013. Vol. 167. P. 249-253.

14. Haiping Y., Yan R., Chen H., Zheng C. Characteristics of hemicellulose, cellulose and lignin pyrolysis. *Fuel Journal*. 2007. Vol. 86(12-13). P. 1781-1788. doi 10.1016/j.fuel.2006.12.013.

15. Widner K., Naisse C., Rumpel C., Glaser B. Chemical modification of biomass residues during hydrothermal carbonization. *Organic Geochemistry*. 2013. Vol. 54. P. 91-100. doi 10.1016/j.orggeochem.2012.10.006.

16. Coq L. L., Duga A. Syngas treatment unit for small scale gasification-application to IC engine gas quality requirement. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2012. Vol. 5(1). P. 95-103.
17. Dias J. M., Alvim-Ferraz M., Almeida M. F., Rivera-Utrilla J., Sánchez-Polo M. Waste materials for activated carbon preparation and its use in aqueous-phase treatment: a review. *Journal of Environmental Management*. 2007. Vol. 85(4). P. 833-846.
18. Klavins M., Porshnov D. Development of a new peat-based oil sorbent using peat pyrolysis. *Environmental Technology*. 2013. Vol. 34(9-12). P. 1577-1582. doi 10.1080/09593330.2012.758668.
19. Kovalenko O., Novoseltseva V., Kovalenko N. Biosorbents – prospective materials for heavy metal ions extraction from wastewater. *Food Science and Technology*. 2018. Vol. 12(1). P. 118-122. doi 10.15673/fst.v12i1.841.
20. Rogovskii I. L., Kalivoshko O. M., Maksimovich K. Yu., Maksimovich E. Yu. Research of mixed carbon sorbents for removal of oil products from water and soil for preservation of environmental infrastructure. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. Vol. 720. P. 012108. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/720/1/012108>.
21. Rogovskii I. L., Kalivoshko S. M., Voinash S. A., Korshunova E. E., Sokolova V. A., Obukhova I. A., Kebko V. D. Research of absorbing properties of carbon sorbents for purification of aquatic environment from oil products. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2020. Vol. 548. P. 062040. doi:10.1088/1755-1315/548/6/062040.
22. Kalivoshko O. M., Kalivoshko M. F. Technical and insurance evaluation of carbon sorbents on basis of vegetable raw materials for purification of petroleum products. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 2. P. 83-88. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy> 2021.02.083.
5. Koumanova B. (2006). Fate of chemicals in the aquatic environment. *Chemicals as Intentional and Accidental Global Environmental Threats*. XVIII. 93-103.
6. Azat S., Pavlenko V. V., Kerimkulova A. R., Mansurov Z. A. (2012). Synthesis and structure determination of carbonized nano mesoporous materials based on vegetable raw materials. *Advanced Materials Research*. 535. 1041-1045. doi 10.4028/www.scientific.net/AMR.535-537.1041.
7. Pinchevska O., Sedliačik J., Horbachova O., Spirochkin A., Rohovskyi I. (2019). Properties of hornbeam (*Carpinus betulus*) wood thermally treated under different conditions. *Acta Facultatis Xylogologiae Zvolen*. 61(2). 25-39. doi: 10.17423/afx.2019.61.2.03.
8. Ngene S., Tota-Maharaj K., Eke P., Hills C. (2016). Environmental and economic impacts of crude oil and natural gas production in developing countries. *International Journal of Economy, Energy and Environment*. 1(3). 64-73. doi 10.11648/j.ijeee.20160103.13.
9. Sun Y., Webley P. A. (2010). Preparation of activated carbons from corn cob with large specific surface area by a variety of chemical activators and their application in gas storage. *Chemical Engineering Journal*. 162(3). 883-892.
10. Mohan D., Pittman C. U., Steele P. H. (2006). Pyrolysis of wood/biomass for bio-oil: a critical review. *Energy and Fuels*. 20(3). 848-889.
11. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Solomka O. V., Popyk P. S., Shvidia V. O., Stepanenko S. P. (2019). Experimental studies of drying conditions of grain crops with high moisture content in low-pressure environment. *INMATEH Agricultural Engineering*. 57(1). 141-146.
12. Ahmad F., Daud W. W., Ahmad M. A., Radzi R. (2012). Shell-based activated carbon by CO₂ activation in removing of cationic dye from aqueous solution: kinetics and equilibrium studies. *Chemical Engineering Research and Design*. 90(10). 1480-1490.
13. Nieto-Delgado C., Rangel-Mendez J. R. (2013) In situ transformation of agave bagasse into activated carbon by use of an environmental scanning electron microscope. *Microporous and Mesoporous Materials*. 167. 249-253.
14. Haiping Y., Yan R., Chen H., Zheng C. (2007). Characteristics of hemicellulose, cellulose and lignin pyrolysis. *Fuel Journal*. 86(12-13). 1781-1788. doi 10.1016/j.fuel.2006.12.013.
15. Widner K., Naisse C., Rumpel C., Glaser B. (2013). Chemical modification of biomass residues during hydrothermal carbonization. *Organic Geochemistry*. 54. 91-100. doi 10.1016/j.orggeochem.2012.10.006.
16. Coq L. L., Duga A. (2012). Syngas treatment unit for small scale gasification-application to IC engine gas quality requirement. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 5(1). 95-103.
17. Dias J. M., Alvim-Ferraz M., Almeida M. F., Rivera-Utrilla J., Sánchez-Polo M. (2007). Waste materials for activated carbon preparation and its use in aqueous-phase treatment: a review. *Journal of Environmental Management*. 85(4). 833-846.
18. Klavins M., Porshnov D. (2013). Development of a new peat-based oil sorbent using peat pyrolysis.

References

1. Hassan A. (2019). Review of the global oil and gas industry: a concise journey from ancient time to modern world. *Petroleum Technology Development Journal*. 3(2). 123-141.
2. Diemer R. (2019). Transport in the European Union – current trends and issues. *Mobility and Transport*. B-1049. 143-191.
3. Cruz J. F., Matejova L., Pírlä M., Ainassaari K., Canepa C., Mousavi S. M. (2015). A comparative study on activated carbons derived from a broad range of agro-industrial wastes in removal of large-molecular-size organic pollutants in aqueous phase (water, air, and soil pollution). *Water Air and Soil Pollution*. 226(11). 213-235. doi 10.1007/s11270-015-2540-1.
4. Morteza A., Mohammad Reza Masnavi M. R., Khalighi N. (2012). Use of natural purification of water cycle and water management as a solution towards eco-design. *Design for Innovative Value Towards a Sustainable Society*. 7. 6-18. doi 10.1007/978-94-007-3010-6_18.

Environmental Technology. 34(9-12). 1577-1582. doi 10.1080/09593330.2012.758668.

19. Kovalenko O., Novoseltseva V., Kovalenko N. (2018). Biosorbents – prospective materials for heavy metal ions extraction from wastewater. Food Science and Technology. 12(1). 118-122. doi 10.15673/fst.v12i1.841.

20. Rogovskii I. L., Kalivoshko O. M., Maksimovich K. Yu., Maksimovich E. Yu. (2021). Research of mixed carbon sorbents for removal of oil products from water and soil for preservation of environmental infrastructure. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 720. 012108. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/720/1/012108>.

21. Rogovskii I. L., Kalivoshko S. M., Voinash S. A., Korshunova E. E., Sokolova V. A., Obukhova I. A., Kebko V. D. (2020). Research of absorbing properties of carbon sorbents for purification of aquatic environment from oil products. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 548. 062040. doi:10.1088/1755-1315/548/6/062040.

22. Kalivoshko O. M., Kalivoshko M. F. (2021). Technical and insurance evaluation of carbon sorbents on basis of vegetable raw materials for purification of petroleum products. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 12(2). 83-88. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy> 2021.02.083.

ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ОПИЛОК РАЗЛИЧНЫХ ПОРОД ДЕРЕВЬЕВ КАК СОРБЕНТОВ ДЛЯ ОЧИСТКИ ОТ НЕФТЕПРОДУКТОВ

А. Н. Каливошко, Н. Ф. Каливошко

Аннотация. В работе проанализировано экологическое состояние внешней среды, в связи с загрязнением ее горюче-смазочными материалами (из-за проливов и выливаний), а также последствия обусловленные их накоплением в почве и воде. Показано, что нефтепродукты, которые попадают в почву и водную среду могут существенно загрязнять их. Дана оценка средствам, методам, технологиям очистки почвенной и водной среды от нефтепродуктов и продуктов их распада. Обосновано целесообразность очистки загрязнений методом сорбции, как эффективного, простого и доступного приема, когда при небольших расходах, в качестве сорбционного материала используются опилки разных пород деревьев. Подано физико-химические, структурные, поглощающие и сорбционные характеристики опилок разных пород деревьев, их преимущества и эффективность, в сравнении с другими сорбентами растительного происхождения, при использовании для очистки почвенной и водной среды. Раскрыто экологические и экономические преимущества очистки почвенной и водной среды от нефтепродуктов опилками разных пород деревьев, в сравнении с другими методами очистки.

Ключевые слова: внешняя среда, нефтепродукты, опилки, сорбенты, сорбционная емкость, углеродные сорбенты, экологическая безопасность, экономические показатели.

TECHNICAL AND ECONOMIC EVALUATION OF SAWDUST OF VARIOUS TREE SPECIES AS SORBENTS FOR REMOVING OIL PRODUCT

O. M. Kalivoshko, M. F. Kalivoshko

Abstract. The work analyses the ecological state of the environment when its contaminated with fuels and lubricants (through spills and flows), as well as the consequences that are caused by their accumulation in soil and water. As it has been shown, oil products that enter the soil and water environment can significantly pollute them. An assessment is given to the means, methods and technologies for cleaning the soil and water environment from petroleum products and their decomposition products. The feasibility of cleaning up by the method of sorption is substantiated as an effective, simple, affordable method, when at low cost sawdust of various types of trees is used as a sorbed material. The physicochemical, structural, absorbing and sorption properties of sawdust of various tree species, their advantages and effectiveness in comparison with other sorbents of plant origin, for cleaning up soil and water environment are presented. It has been revealed the ecological and economic advantages of cleaning the soil and water environment from oil products with sawdust of various tree species in comparison with other methods of cleaning.

Key words: carbon sorbents, environment, ecological safety, economic indicators, oil products, sorbents, sorption capacity, sawdust/

О. М. Калівошко ORCID 0000-0003-0417-4529.

М. Ф. Калівошко ORCID 0000-0001-8450-940x.

УДК 631.363

ДОСЛІДЖЕННЯ РОТАЦІЙНОЇ СТРИГАЛЬНОЇ МАШИНКИ

В. С. Хмельовський, К. Д. Веселівський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: brnivl2020@gmail.com.

*Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.
Бібл. 7, рис. 6, табл. 0.*

Анотація. Ефективність стрижки овець в значній мірі залежить від продуктивності стригалів. За рахунок механічної енергії машинки відбувається тільки перерізання шерстяних волокон, а її переміщення по поверхні тіла тварини здійснюється людиною – стригалем. Стригальми високої кваліфікації при стрижці тонкорунних овець з широкозахватною гребінкою ($b=76,8$ мм) використовується приблизно 90% її ширини, низької та середньої 50-75 %. Найбільш професійні стригалі працюють, як правило, вузькозахватними гребінками ($b=57,6$ мм), тому що вузькозахватна гребінка чинить, при стрижці, менший опір на руку стригалю і дає можливість переміщувати машинку з більшою швидкістю, у порівнянні з широкозахватною. Отже, працездатність стригалю залежить від наступних факторів: сили тяги – P , швидкості руху – V , часу роботи (тривалість робочого процесу) – t . Теоретичні розрахунки показали, що при максимальному зусиллі стригалю оптимальна швидкість подачі складає 0,93 м/с, а навантаження на руку стригалю не повинно перевищувати 30,6 Н. Збільшення навантаження на руку стригалю більш ніж 30,6 Н викликає зниження швидкості подачі, та відповідно, зменшення продуктивності.

В світовій практиці стрижки овець виділяють два найбільш вдалих технічних рішення: зворотно поступальний різальний апарат та ротаційний. Аналіз кожного з варіантів показав, що у зворотно-поступального різального апарату, при недотриманні технологічних параметрів, різко знижується якість роботи (збільшується вміст січки) та зростає споживана потужність.

Січка, як і перестриг, небажані в процесі стрижки, їх сумарний вміст у руні не повинен перевищувати 1%. Якщо останній залежить від кваліфікації стригалю, то перша переважно від сукупності геометричних, конструктивних та технологічних параметрів різального апарату та стригальної машинки.

Різання вовни з обертовим характером руху ножа передбачає, що при повторному проході по вже остриженій поверхні лише розчісує вовну, в наслідок не виконання умов защемлення матеріалу. Ротаційний рух ножа дозволяє позбавитись від повторного різання вовни (утворення січки) та приводить до зменшення енергомісткості процесу в межах 20 %.

Нами було розроблено стенд, який має можливість визначити силу опору переміщення стригальної машинки у вовняному шарі та споживану потужність урухомлення машинки, яка затрачається під час стрижання, шляхом зміни швидкості руху стригальної машинки.

Порівнюючи МСУ-200 та ротаційну стригальну машинку можна відмітити, що споживана потужність розробленої машинки, в порівнянні з базовою, зменшилась в 2,2-2,3 рази. Сила опору переміщення зменшилась в 1,2-1,4 рази, а також зменшилась кількість січки в 3,2-3,5 разів.

Ключові слова: стрижка овець, вовна, стригальна машинка, повторний зріз, утворення січки.

Постановка проблеми

Ефективність стрижки овець в значній мірі залежить від продуктивності стригалів. Намагаючись підвищити продуктивність праці тільки за рахунок покращення машинки без вдосконалення технології стрижки, організації праці та підвищення кваліфікації виконавця - цілком природно, але на жаль це неможливо та мало ефективно. При цьому необхідно враховувати, що стригальна машинка – це ручний інструмент. За рахунок механічної енергії машинки відбувається тільки перерізання шерстяних волокон, а її переміщення по поверхні тіла тварини здійснюється людиною – стригалем [1, 2].

Встановлено, що стригальми високої кваліфікації при стрижці тонкорунних овець з широкозахватною гребінкою ($b=76,8$ мм) використовується приблизно 90% її ширини. Стригаль низької та середньої кваліфікації використовують тільки 50-75 % загальної ширини захвату такої гребінки [1, 2, 3]. Найбільш професійні стригалі працюють, як правило, вузькозахватними гребінками ($b=57,6$ мм). Це можна пояснити тим, що вузькозахватна гребінка чинить при стрижці менший опір на руку стригалю і дає можливість переміщувати машинку з більшою швидкістю у порівнянні з широкозахватною.

Отже, працездатність стригалю залежить від наступних факторів: сили тяги – P , швидкості руху – V , часу роботи (тривалість робочого процесу) – t .

Для оцінки працездатності стригалі запропонована залежність $V_{сер} = f(P)$ [2]:

$$V_{сер} = 1,14 \cdot \left(1 - \frac{P_{сер}}{80}\right) + 0,99 \cdot \left(1 - \frac{P_{сер}}{80}\right)^3 \quad (1)$$

де $V_{сер}$ – швидкість руху руки стригалі при робочому ході машинки, м/с;

$P_{сер}$ – сила подачі (тяга), що розвивається рукою стригалі при швидкості $V_{сер}$, Н.

Потужність, що розвивається рукою стригалі, описується формулою:

$$N_{сер} = V_{сер} \cdot P_{сер} \quad (2)$$

Розв'язок виразів (1) та (2) показав, що при максимальному зусиллі стригалі оптимальна швидкість подачі складає 0,93 м/с, а навантаження на руку стригалі не повинно перевищувати 30,6 Н. Збільшення навантаження на руку стригалі більш ніж 30,6 Н викликає зниження швидкості подачі, та відповідно, зменшення продуктивності. Зниження навантаження менш ніж 30,6 Н дає змогу збільшити швидкість подачі та продуктивність стригалі [2].

Аналіз останніх досліджень

В світовій практиці стрижки овець виділяють два найбільш вдалих технічних рішення: зворотно-поступальний різальний апарат з ексцентриковим механізмом та ротаційний різальний апарат з механічною передачею. Слід зазначити, що обидва варіанти мають двигун сумісний з рукояткою [3, 4].

При більш детальному аналізі кожного з варіантів, можна відмітити, що у зворотно-поступального різального апарата при недотриманні технологічних параметрів різко знижується якість роботи (збільшується вміст січки) та зростає споживана потужність [3], що видно з рисунку 1.

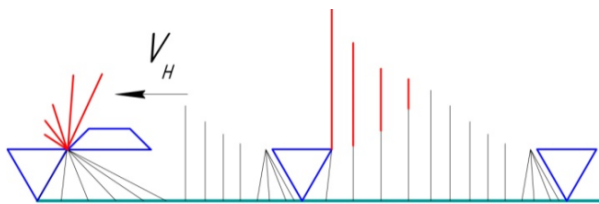


Рис. 1. Процес різання вовни різальною парою зі зворотно-поступальним рухом ножа.

Fig. 1. The process of cutting wool with cutting steam with reciprocating movement of the knife.

Січка як і перестриг небажані в процесі стрижки, їх сумарний вміст у руні не повинен перевищувати 1%. Якщо останній залежить від кваліфікації стригалі, то перша переважно від сукупності геометричних, конструктивних та технологічних параметрів різального апарату та стригальної машинки.

Величина січки, повторного зрізання вовни, вказує на ефективність різального апарату інакше кажучи на його досконалість, довершеність. За наявності повторних пробігів (зрізів) – збільшується сила різання, що призводить до збільшення енергозатрат на процес. Так площа повторних проходів ножа в стригальних машинках зі зворотно-

поступальним характером рух ножа складає до 33,6 % остриженої поверхні, рис. 1 [2].

Для зменшення площ подвійного пробігу ножа, а відповідно і кількості січки, рекомендується переміщати стригальну машинку з оптимальною швидкістю [1, 2]. Але дотримання виконання цієї умови на практиці неможливо, оскільки значення швидкості подачі машинки V_H , в основному, визначається станом вовняного покриву тварини та кваліфікацією стригалі [3, 4].

Розглянемо схему процесу різання вовни різальною парою з обертотворним характером руху ножа, представлену на рисунку 2.



Рис. 2. Процес різання вовни різальною парою з обертотворним характером рухом ножа.

Fig. 2. The process of cutting wool with cutting steam with the rotational nature of the movement of the knife.

Ніж обертається в одному напрямку, а при повторному проході по вже остриженій поверхні – лише розчісує вовну, в наслідок не виконання умов защемлення матеріалу. Ротаційний рух ножа дозволяє позбавитись від повторного зрізання вовни (утворення січки). Це може призвести до зменшення енергомісткості процесу різання в межах 20 %, а також зменшення вмісту січки у руні – підвищити якість.

Мета досліджень

Метою роботи було: визначити силу опору переміщення стригальної машинки в вовняному шарі та споживану потужність привода машинки, яка затрачається під час стрижання, шляхом зміни швидкості руху стригальної машинки.

Під час дослідження використовувався розроблений нами стенд для випробування ручних різальних інструментів, на якому проводились лабораторно-експериментальні дослідження стригальних машинок МСУ-200, МСО-77В, N1J-GM01-76 та ротаційного типу.

Для визначення споживаної потужності на урухомлення стригальної машинки, використовували аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) та струмові кліщі. Дослідження проводились при температурі навколишнього середовища від + 14 °С до + 25 °С.

Результати досліджень

Під енергетичними характеристиками ми розуміємо силу опору переміщення стригальної машинки в вовняному шарі та споживану потужність на урухомлення машинки, яка затрачається під час

стриження. З метою визначення останніх та встановлення залежностей між ними, геометричними та технологічними параметрами, нами був розроблений стенд для випробування ручних різальних інструментів, схема якого представлена на рисунку 4 та 5. На якому проводяться лабораторно-експериментальні дослідження стригальних машинок МСУ-200, МСО77В, N1J-GM01-76 та ротаційного типу рисунок 3 [5, 6].



Рис. 3. Досліджувані стригальні машинки: N1J-GM01-76, МСУ-200, МСО-77В та стригальна машинка ротаційного типу.

Fig. 3. Researched clippers: N1J-GM01-76, MSU-200, MSO-77V and rotary shearing machine.

Стенд забезпечує:

- можливість зміни та контролю швидкості подачі стригальної машинки у діапазоні $v_{\Pi} = 0,1\text{--}2,5\text{ м/с}$;
- можливість зміни та контролю частоти обертання ножа у діапазоні $n_H = 500\text{--}4000\text{ об/хв}$, $n_H = 8,33\text{--}66,70\text{ с}^{-1}$;
- можливість зміни та контролю кута входження різального апарату в вовну у діапазоні $\alpha = 0\text{--}20^\circ$;
- можливість контролю споживаної потужності урухомлення стригальної машинки у діапазоні $N_{El} = 1\text{--}4000\text{ Вт}$;
- можливість контролю сили опору переміщення в діапазоні $F_{OP} = 1\text{--}375\text{ Н}$.

Стенд [7] складається з прямої рами 1, вздовж якої пересувається візок 2. На візку розміщений тримач 3 з можливістю вертикального пересування. На тримачі 3 встановлюють досліджувані інструменти 4 (наприклад, стригальна машинка) з можливістю регулювання кута його нахилу до горизонту. На робочому столі 5 є пристрій 6 кріплення досліджуваного матеріалу 7 (овчина). Візок 2 з'єднаний з урухомлювальним барабаном 8 за допомогою канату 9 через розмикач 11. Барабан 8 встановлений на столі 5 і приводиться в дію електродвигуном 10. На рамі 1 встановлено також стопор 12 для візка 2. На візку 2 є тензометричний датчик 13 (на зусилля розтягу-стискування). На валах приводів інструменту 4 та електродвигуна 10 встановлені датчики обертів відповідно 14 та 16.

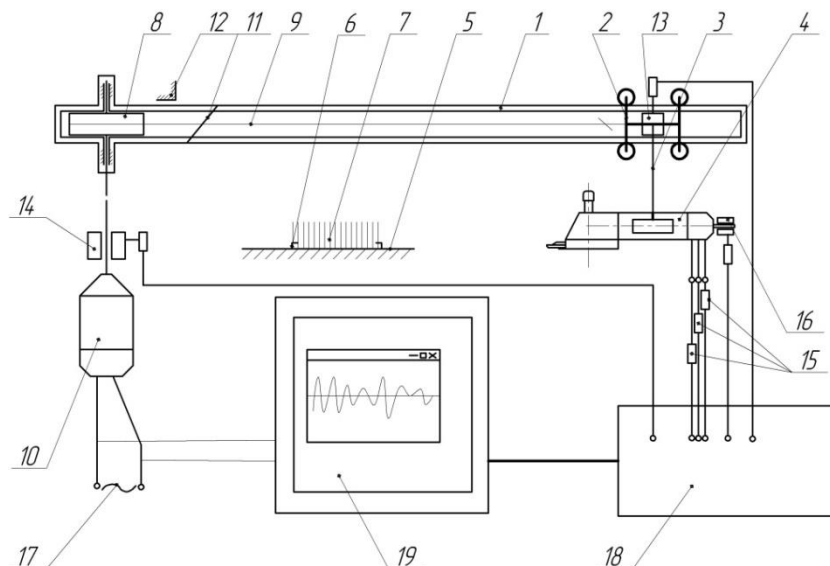


Рис. 4. Схема стенда для випробування ручних різальних інструментів: 1 – рама; 2 – візок; 3 – тримач; 4 – стригальна машинка; 5 – стіл; 6 – тримач овчини; 7 – овчина (штучна вовна); 8 – привідний барабан (вісь); 9 – трос; 10 – привід; 11 – роз'єднувач; 12 – стопор; 13 – тензометричний датчик; 14 – датчик Холла; 15 – струмові кліщі; 16 – датчик обертів; 17 – електромережа 220В; 18 – аналогово-цифровий перетворювач; 19 – ПК з програмним забезпеченням.

Fig. 4. Scheme of the stand for testing hand cutting tools: 1 – frame, 2 – trolley, 3 – holder, 4 – clipper, 5 – table, 6 – sheepskin holder, 7 – sheepskin (artificial wool), 8 – drive drum (axis), 9 – cable, 10 – drive, 11 – disconnect, 12 – stopper, 13 – strain gauge, 14 – Hall sensor, 15 – current clamps, 16 – speed sensor, 17 – 220V electrical network, 18 – analog-to-digital converter, 19 – PC with software.

Урухомлення інструменту 4 та електродвигун 10 під'єднуються до мережі 17. Параметри споживаної

потужності приводом інструмента 4 (стригальної машинки) записуються до ПК 19 за допомогою

аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) 18 через струмові кліщі 15. (рис. 5).



Рис. 5. Загальний вигляд стенда для випробування ручних різальних інструментів: 1 – рама, 2 – візок, 3 – тримач, 4 – стригальна машинка, 5 – стіл, 6 – тримач овчини, 7 – овчина (штучна вовна), 8 – привідний барабан (вісь), 9 – трос, 10 – привід, 11 – роз’єднувач, 12 – стопор, 13 – тензометричний датчик, 14 – датчик Холла, 15 – струмові кліщі, 16 – датчик обертів, 17 – електромережа 220В, 18 – аналогово-цифровий перетворювач, 19 – ПК з програмним забезпеченням, 20 – частотний перетворювач, 21 – механічний пускач приводу стригальної машинки.

Fig. 5. General view of the stand for testing hand cutting tools: 1 – frame, 2 – cart, 3 – holder, 4 – clipper, 5 – table, 6 – sheepskin holder, 7 – sheepskin (artificial wool), 8 – drive drum (axis), 9 – cable, 10 – drive, 11 – disconnecter, 12 – stopper, 13 – strain gauge, 14 – Hall sensor, 15 – current clamps, 16 – speed sensor, 17 – 220 V mains, 18 – analog-to-digital converter, 19 – PC with software, 20 – frequency converter, 21 – mechanical starter drive.

На основі попередньо проведених теоретичних досліджень, маючи змінні комплекти різальних пар та керуючи частотою обертів ножа, кутом нахилу до остриженої поверхні та швидкістю подачі машинки визначаємо такі енергетичні показники, як сила опору переміщення стригальної машинки та величину споживаної потужності електродвигуном на процес зняття вовни.

Спочатку визначаємо залежності змін сили опору переміщення та споживаної потужності без навантаження, потім при навантаженні. Різниця між останніми дає змогу оцінити роботу різального апарату при різних режимах.

Протягом дослідів до ПК 19 через АЦП 18 від датчиків 13, 14, 15, та 16 надходять такі показники, що змінюються в часі: частота обертів електродвигуна 10 та приводу інструменту 4, сила опору переміщення візка 2 (інструменту 4). Також АЦП 18 реєструє зміну споживану потужність електроурухомлення 4. Ці показники обробляються ПК 19 і відповідно до встановленої програми подаються в вигляді таблиць,

графіків чи рівнянь регресії. Які в подальшому використовуються при аналізі впливу досліджуваних факторів на ефективність роботи різального інструменту.

На екрані ПК 19, в режимі реального часу, будуються графіки зміни сили опору переміщення, споживаної потужності від часу при заданих: частоті обертання ножа та швидкості подачі з урахуванням комплексу різальних пар.

Після відсіювання маємо остаточні рівняння регресії:

$$Y_1 = 106,06 + 1,25X_1 + 1,75X_2 + X_3 + 2,95X_1^2 - 3,5X_1X_2 + 2,5X_2X_3 \quad (3)$$

$$Y_2 = 41,4 - 1,25X_1 + 2,25X_2 + 9X_3 + 1,5X_2X_3 \quad (4)$$

$$Y_3 = 4 - 1,25X_1 - 0,875X_2 - 1,125X_3 + 5,125X_1^2 + 1,875X_2^2 + 2,5X_1X_2 - 1,5X_1X_3 + 3,75X_2X_3 \quad (5)$$

Після розкодування рівняння регресії мають вигляд:

$$N = 183,68,187 - 3,05625z - 23,75v - 0,0383333n + 0,083333nv - 8,75zv + 0,184375z^2 \quad (6)$$

$$F = 23,2125 - 0,3125z - 112,5v + 0,005n + 0,05nv \quad (7)$$

$$k = 376,695 - 13,5156z - 665v - 0,03999n - 0,00125zn + 0,125vn + 6,25zv + 0,32z^2 + 187,5v^2 \quad (8)$$

З метою порівняння ефективності роботи стригальних машинок зі зворотно-поступальним рухом та ротаційним, нами побудовано графік, що характеризує зміну споживаної потужності, сили опору переміщення та якості роботи від зміни швидкості подачі. Також на ньому відзначено пунктиром теоретичну залежність споживаної потужності (рис. 6).

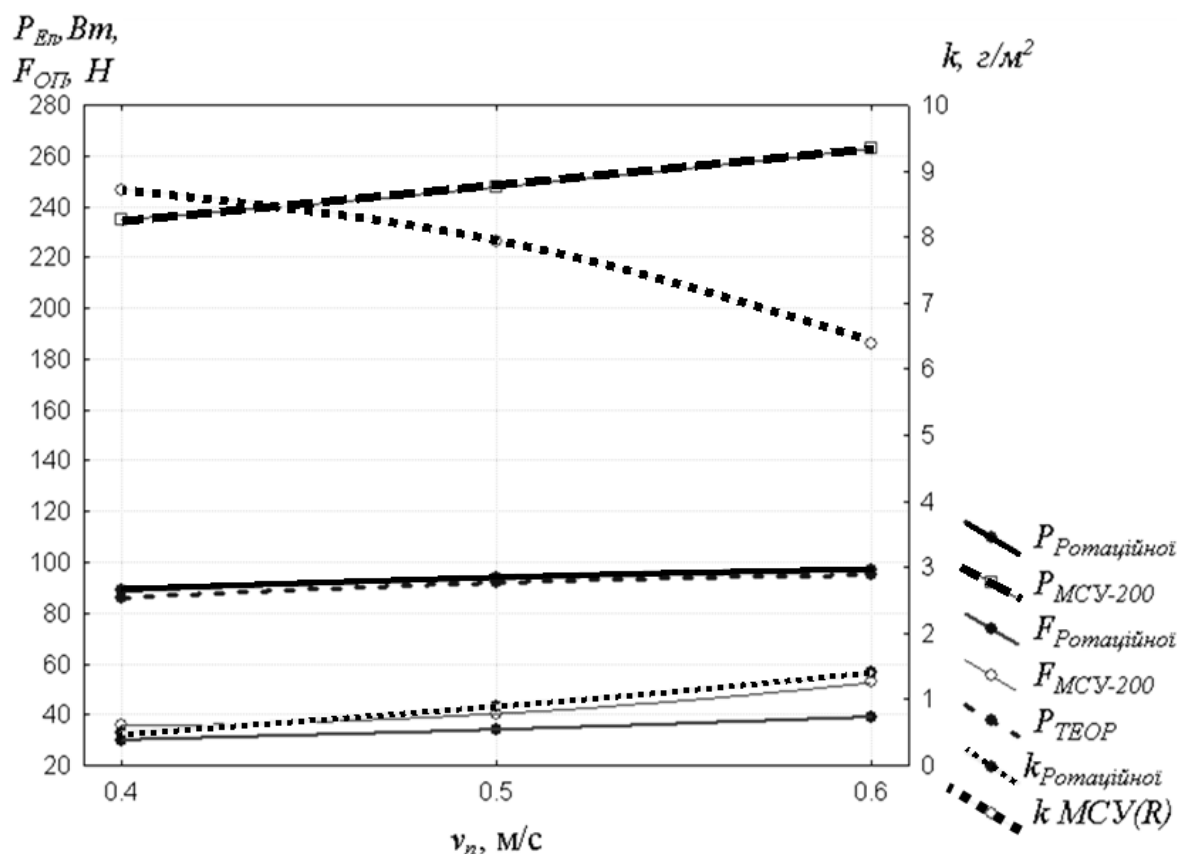


Рис. 6. Графік залежності споживаної потужності, сили опору переміщення та якості роботи стригальних машинок МСУ-200 та ротаційної від швидкості її подачі, при оптимальних $z = 25$ та ($n = 3000$ об/хв), $n = 50$ с⁻¹.

Fig. 6. Graph of power consumption, displacement resistance and quality of work of MSU-200 and rotary shearing machines on its feed speed, at optimal $z = 25$ and ($n = 3000$ rpm), $n = 50$ s⁻¹.

Порівнюючи МСУ-200 та ротаційну стригальні машинки можна відмітити, що споживана потужність розробленої машинки в порівнянні з базовою зменшилась в 2,2–2,3 рази.

Сила опору переміщення зменшилась в 1,2–1,4 рази. Так само зменшилася й кількість січки в 3,2–3,5 разів.

Також слід відмітити, що розбіжність теоретичних та експериментальних даних не перевищує 3%. Що дає змогу говорити про відповідність експериментальних з теоретичними залежностями та можливості застосування останніх при дослідженні процесу стрижки овець різних порід зокрема.

Висновки

1. Лабораторними дослідженнями на овчинах тонкорунних овець та штучному хутрі було остаточно

встановлено наступні раціональні конструктивно-технологічні параметри стригальної машинки ротаційного типу: частота обертів ножа 48,3–50,0 с⁻¹ (2900–3000 об/хв), кількість зубців гребінки 23–25, швидкість подачі 0,6–0,7 м/с, що призвело до підвищення якості стрижки в 3,6–4 рази, зменшення споживаної потужності урухомлення у 1,5–2 рази та сили опору переміщення в 1,2–1,3 рази.

Список літератури

1. Ревенко И., Веселивский К. Анализ технических средств для стрижки овец с возвратно-поступательным характером движения ножа на территории СНГ. Motrol. commission of motorization and energetics in agriculture 2013, Vol. 15. No 3, 52-59
2. Крысюк В. И. Технологические и инженерно-технические основы процесса стрижки овец: дис. доктора с.-х. наук: 05.20.01. Ставрополь. 1983. 385 с.

3. Ревенко І. І., Веселівський К. Д. Розробка стригальної машинки ротаційного типу. Праці ТДАТУ. 2011. Вип. 11. Т. 5. С. 65–67.

4. Ревенко І. І., Білко В. В. Патент № 72772 Україна. Машинка для стрижки овець. Опубл. 15.04.2005. Бюл. № 4.

5. Ключев С. В., Ключев А. В. Оптимальное проектирование конструкций с учетом их устойчивости. Germany. Lambert, 2011. 141 с.

6. Ревенко І. І., Веселівський К. Д. Патент на корисну модель № 70018 Україна, B26B 25/00. Стригальна машинка ротаційного типу; заявник і патентовласник Національного університету біоресурсів і природокористування України. № u 201113005; заявлено 04.11.2011 ; опубліковано 25.05.2012. Бюл. № 10.

7. Веселівський К. Д. Патент на корисну модель № 73169 Україна, G01M 99/00. Стенд для випробувань ручних різальних інструментів; заявник і патентовласник Веселівський К. Д. № u 201203657; заявлено 26.03.2012 ; опубліковано. 10.09.2012, Бюл. № 17.

References

1. Revenko I., Veselivsky K. Analysis of technical means for shearing sheep with the reciprocating nature of the movement of the knife on the territory of the CNG. Motrol. commission of motorization and energetics in agriculture 2013, Vol. 15. No 3, 52-59

2. Krysiuk V. I. Technological and engineering-technical bases of the sheep shearing process: dis. doctors s – g. Sciences: 05.20.01 / Stavropol. 1983.385 s.

3. Revenko I. I. Development of a rotary type shearing machine / I.I. Ревенко, К.Д. Veselivsky // Proceedings of TSATU. - 2011. - Vip. 11 Vol.5 - C 65–67.

4. Patent № 72772 (Ukraine). Sheep shearing machine / II Revenko, VV Bilko. - Publ. 15.04.2005 - Bull. № 4.

5. Klyuev S. V., Klyuev A. V. Optimal design of structures taking into account their stability // Germany. Lambert, 2011.141 p.

6. Revenko I. I., Veselivsky K. D. Utility model patent № 70018 Ukraine, B26B 25/00. Rotary type shearing machine; applicant and patent owner of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. № in 201113005; filed 04.11.2011; published 25.05.2012. Bull. № 10.

7. Veselivsky K. D. Utility model patent № 73169 Ukraine, G01M 99/00. Stand for testing hand cutting tools; applicant and patent owner Veselivsky K. D. № u 201203657; filed 26.03.2012; published. 10.09.2012, Bull. № 17.

ИССЛЕДОВАНИЕ РОТАЦИОННОЙ СТРИГАЛЬНОЙ МАШИНКИ

В. С. Хмелевский, К. Д. Веселівський

Аннотация. Эффективность стрижки овец в значительной степени зависит от производительности стригалей. За счет механической энергии машинки происходит только перерезание шерстяных волокон, а ее перемещение по поверхности тела животного

осуществляет человек – стригаль. Стригаль высокой квалификации при стрижке тонкорунных овец с широкозахватной гребенкой ($b = 76,8$ мм) использует примерно 90% ее ширины, низкой и средней 50–75%. Наиболее профессиональные стригали работают, как правило, с узкозахватными гребешками ($b = 57,6$ мм), потому что узкозахватные гребенки оказывают при стрижке меньшее сопротивление на руку стригаль и дают возможность перемещать машину с большей скоростью по сравнению с широкозахватной. Итак, работоспособность стригаль зависит от следующих факторов: силы тяги – P , скорости движения – V , времени работы (продолжительность рабочего процесса) – t . Теоретические расчеты показали, что при максимальном усилии стригаль оптимальная скорость подачи составляет 0,93 м/с, а нагрузка на руку стригаль не должна превышать 30,6 Н. Увеличение нагрузки на руку стригаль более чем 30,6 Н вызывает снижение скорости подачи, и соответственно, уменьшение производительности.

В мировой практике стрижки овец выделяют два наиболее удачных технических решения: обратно поступательный режущий аппарат и ротационный. Анализ каждого из вариантов показал, что в возвратно-поступательном режущем аппарате при несоблюдении технологических параметров резко снижается качество работы (увеличивается содержание сечки) и растет потребляемая мощность.

Сечка или перестриг нежелательны в процессе стрижки, их суммарное содержание в руне не должно превышать 1%. Если последний зависит от квалификации стригаль, то первая преимущественно от совокупности геометрических, конструктивных и технологических параметров режущего аппарата и стригальной машинки.

Стрижка шерсти с вращающимся характером движения ножа предусматривает, что при повторном проходе по уже остриженной поверхности, шерсть только расчесывается, в следствии невыполнения условий защемления материала. Ротационное движение ножа позволяет избавиться от повторного срезания шерсти (образование сечки) и приводит к уменьшению энергоемкости процесса в пределах 20%.

Нами был разработан стенд, который имеет возможность определить силу сопротивления перемещения стригальной машинки в шерстяном слое и потребляемую мощность привода машинки, которая используется при стрижке, путем изменения скорости движения стригальной машинки.

Сравнивая МСУ-200 и ротационную стригальную машинку, можно отметить, что потребляемая мощность разработанной машинки, по сравнению с базовой, уменьшилась в 2,2–2,3 раза. Сила сопротивления перемещения уменьшилась в 1,2–1,4 раза, а также уменьшилось количество сечки в 3,2–3,5 раз.

Ключевые слова: стрижка овец, шерсть, стригальной машинка, повторный срез, образования сечки.

RESEARCH OF A ROTARY CUTTING MACHINE

V. S. Khmelovskyi, K. D. Veselivskyi

Abstract. Shearing efficiency is highly dependent on the performance of the shearers. Due to the mechanical energy of the machine, only the cutting of woolen fibers occurs, and its movement on the surface of the animal's body is carried out by a person – the shearer. A highly skilled shearer when shearing fine-wooled sheep with a wide-grip comb ($b = 76.8$ mm) uses about 90% of its width, low and medium 50–75%.

The most professional shears usually work with narrow gripping combs ($b = 57.6$ mm), because narrow gripping combs provide less resistance on the shear's hand when clipping and make it possible to move the machine at a higher speed than wide-gripping combs. So, the shear's performance depends on the following factors: traction force – P , movement speed – V , operating time (duration of the working process) – t . Theoretical calculations showed that with the maximum shear force, the optimal feed rate is 0.93 m/s, and the load on the shear arm should not exceed 30.6 N. An increase in the shear arm load of more than 30.6 N causes a decrease in the feed rate, and, accordingly, a decrease in productivity. In the world practice of shearing sheep, there are two most successful technical solutions: a reverse translational shearing device and a rotary one. The analysis of each of the options showed that in the reciprocating cutting device, if the technological parameters are not observed, the quality of work sharply decreases (the content of the cut increases) and the power consumption increases.

Cutting or re-trimming is undesirable during the cutting process, their total content in the fleece should not exceed 1%. If the latter depends on the qualifications of the shearer, then the first depends mainly on the combination of geometric, design and technological parameters of the cutting apparatus and the shearing machine.

Shearing of wool with a rotating character of the knife movement provides that when passing over an already trimmed surface, the wool is only combed due to failure to meet the conditions for pinching the material. The rotary movement of the knife allows you to get rid of repeated cutting of the wool (chapping) and leads to a decrease in the energy intensity of the process within 20%.

We have developed a stand that has the ability to determine the force of resistance to the movement of the clipper in the woolen layer and the power consumption of the drive of the clipper, which is used for clipping, by changing the speed of the clipper.

Comparing the MSU-200 and the rotary shearing machine, it can be noted that the power consumption of the developed machine, in comparison with the base one, has decreased by 2.2–2.3 times. The force of resistance to movement has decreased by 1.2–1.4 times, and the amount of cut has also decreased by 3.2–3.5 times.

Key words: sheep shearing, wool, shearing machine, re-cutting, chaffing.

В. С. Хмельовський ORCID 0000-0002-6018-8821.

К. Д. Веселівський ORCID 0000-0002-4168-976X.

УДК 681.516.75:631.234

ФІТОМЕТРИЧНИЙ КРИТЕРІЙ ОЦІНКИ СТАНІВ РОЗВИТКУ РОСЛИН

I. М. Болбот

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 151 – автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології.

Кореспонденція авторів: igor-bolbot@ukr.net.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.

Бібл. 15, рис. 6, табл. 0.

Анотація. Запропоновано фітометричний критерій оцінки станів розвитку рослин за інтегральною залежністю показників з однаковим ваговим коефіцієнтом, що дає змогу отримати залежність основних показників розвитку рослини в різних фазах розвитку від впливу середньодобової температури повітря та інтенсивності світла, використання якого в системі керування енергетичними потоками промислової теплиці під час виробництва рослинної продукції забезпечує задану якість продукції з урахуванням фаз розвитку рослин.

Ключові слова: енергоефективна система керування, фітомоніторинг, математичне моделювання, тепличні комплекси, моніторинг якості продукції, моніторинг фітостану та стану атмосфери.

неповноти інформації про стани рослин, параметрів середовища навколо них та якості рослинної продукції. Зважаючи на зазначене, можна стверджувати, що на даний час вимоги до систем автоматичного керування технологічними процесами в тепличних комплексах, постійно зростають, а наукові основи їх побудови відсутні.

На сьогодні проведені певні дослідження щодо оцінки впливу факторів навколишнього середовища на врожайність рослин. Проте не вистачає результатів досліджень щодо оцінки якості розвитку рослин та овочів протягом усього циклу вирощування. Водночас для отримання якісної продукції потрібно контролювати і оцінювати значну кількість показників розвитку рослини на всіх фазах її росту.

Постановка проблеми

Тепличні комплекси це сучасні складні організаційно-технічні об'єкти з біологічною складовою, основним елементом котрих є промислові теплиці, де реалізуються технології виробництва рослинної продукції в спорудах закритого ґрунту. Впродовж календарного року вони постачають значну частку рослинної продукції на ринок продовольства України. Конкурентоздатність цієї продукції пов'язана з необхідністю пошуку балансу між витратами ресурсів на виробництво та її якістю. Проведений аналіз сучасних технологій виробництва рослинної продукції та систем їх автоматизації в промислових теплицях дав змогу зробити висновок, про виконання завдань щодо реалізації енергоефективного керування енергетичними потоками тепличних комплексів вимагає застосування принципово нових підходів в автоматизації, що зумовлено як самими об'єктами, так і більш жорсткими вимогами до ефективності керування ними.

Аналіз літературних джерел [2, 3, 4, 6] дав змогу зробити висновки, що ключовим елементом досягнення компромісу між витратами ресурсів та якістю продукції є система керування мікрокліматом у промисловій теплиці, а основні обмеження ефективності вирощування рослинної продукції в тепличних комплексах виникають внаслідок

Мета досліджень

Метою статті є розроблення фітометричного критерію оцінки станів розвитку рослин в промисловій теплиці, з подальшим використанням його системою автоматичного керування, для підвищення енергоефективності виробництва рослинної продукції, забезпечуючи при цьому її задану якість.

Результати досліджень

Оцінка якості на основі диференційного і комплексного методів оцінки рівня якості томатів не дає змоги успішно вирішити поставлене завдання комплексної оцінки рівня якості томатів, оскільки необхідно враховувати показники розвитку рослини в різних її фазах, а саме: цвітіння, формування плоду та отримання врожаю, а також показники якості – ступінь зрілості, діаметр томата (рис 1). За допомогою диференційного методу практично неможливо зробити конкретний висновок, а застосування тільки одного комплексного методу не дає можливості врахувати всі властивості томатів. Для оцінки рівня якості томатів використано змішаний метод, який дає можливість комплексно оцінити рівень розвитку якості томатів за допомогою фітометричного критерію [7].

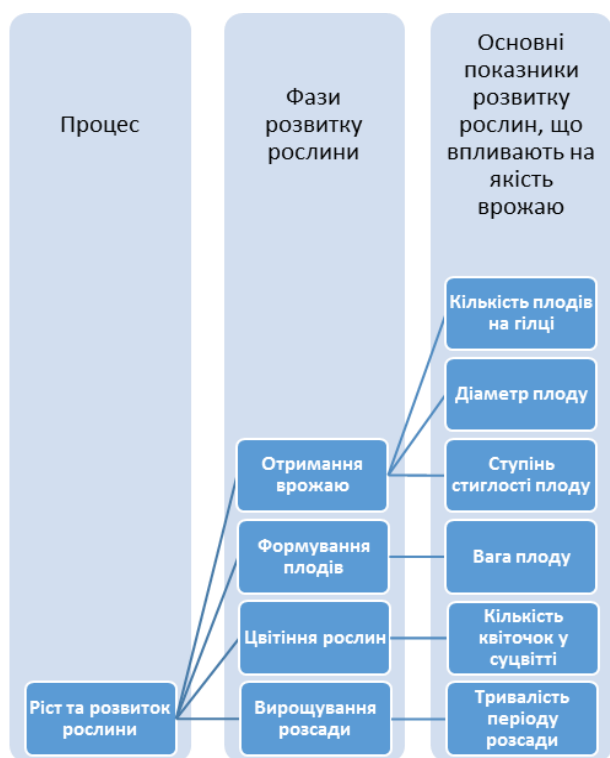


Рис. 1. Основні показники розвитку рослини в різних фазах розвитку.

Fig. 1. Basic indicators of plant development in different phases of development.

Запропоновано алгоритм визначення фітотричних параметрів розвитку рослини безконтактним способом. Після того як зображення надіслано до системи розпізнавання, воно проходить обробку і потрапляє до банку даних зазначеної системи. Зображення зберігається в блоці керування базами даних, де піддається вейвлет-аналізу, визначенню та порівнянню коефіцієнтів математичного розкладання з базою даних пакета прикладних програм для визначення фітотричних параметрів рослини [12, 13].

Фітотричний критерій Фм характеризується значною кількістю показників розвитку рослини в різних її фазах, а саме: цвітіння, формування плоду та отримання врожаю, які мають різні вимірювальні шкали. Для приведення їх до однієї шкали оцінювання якості розвитку рослин використаємо залежність:

$$F_m = f(K_1, K_2, \dots, K_n), \quad (1)$$

де $K_1, K_2, \dots, K_n$ – окремі показники якості розвитку рослини в різних фазах.

У загальному вигляді на основі комплексного середньозваженого арифметичного і геометричного визначення показників якості розвитку рослини вираз для оцінки якості томатів представимо як [14, 15]:

$$K = \sum_{j=1}^T \left(A_j \cdot \sum_{i=1}^{H_j} (a_i \cdot k_i) \right) = \sum_{j=1}^T (A_j \cdot G_{jg}), \quad (2)$$

де T – кількість груп показників якості томатів; H – число показників якості в j -й групі; a_i – коефіцієнт вагомості i -ї властивості; k_i – відносний i -й показник якості; G_{jg} – рівень якості j -ї групи показників ($0 \leq G_{jg} \leq 1$); A_j – параметр вагомості j -ї групи показників якості томатів.

Використовуючи експериментальні дані [1, 8], отримані протягом сезону вирощування рослин, проведено опис впливу температури повітря та інтенсивності світла на основні показники якості розвитку рослин із застосуванням стандартної методики, в основу якої покладено метод найменших квадратів.

З використанням принципів кваліметрії [10, 11] були отримані комплексні показники оцінки якості розвитку рослини (K_1-K_n) від температури повітря θ та сонячної радіації L , були отримані рівняння регресії:

- формування рослиною кількості квіточок у суцвітті (рис. 2):

K_1
1

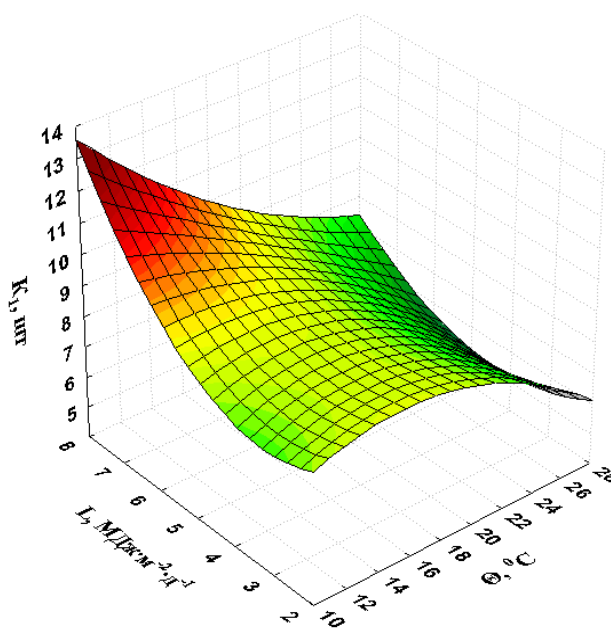


Рис. 2. Залежності впливу середньодобової температури повітря та інтенсивності світла на формування рослиною кількості квіточок у суцвітті.

Fig. 2. Dependences of the influence of average daily atmospheric temperature and light intensity on formation by a plant of quantity of flowers in an inflorescence.

- формування рослиною кількості плодів на гілці (рис. 3):

K_2

- приріст ваги плоду (рис. 5):

K_3

Отримані рівняння регресії дають змогу прогнозувати врожайність та якість розвитку рослини, враховуючи рівень впливу факторів навколишнього середовища. При цьому коефіцієнти моделі постійно треба корегувати під час кожної зміни характеристик біологічного об'єкта (для томатів це сорт).

K_4

K_5

K_6

K_7

K_8

K_9

K_{10}

K_{11}

K_{12}

K_{13}

K_{14}

K_{15}

K_{16}

K_{17}

K_{18}

K_{19}

K_{20}

$$L^2 \cdot \theta^2;$$

K_{21}

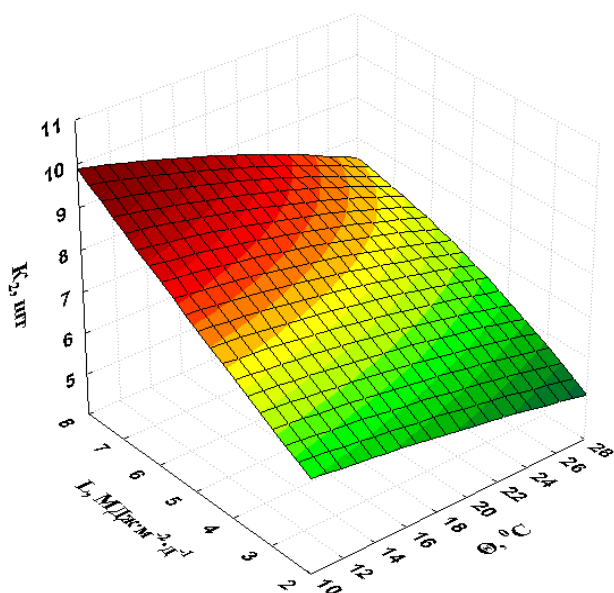


Рис. 3. Залежності впливу середньодобової температури повітря та інтенсивності світла на кількість плодів на гілці.

Fig. 3. Dependences of the influence of average daily atmospheric temperature and light intensity on formation by the plant of the number of fruits on the branch.

- середня вага плоду (рис.4.):

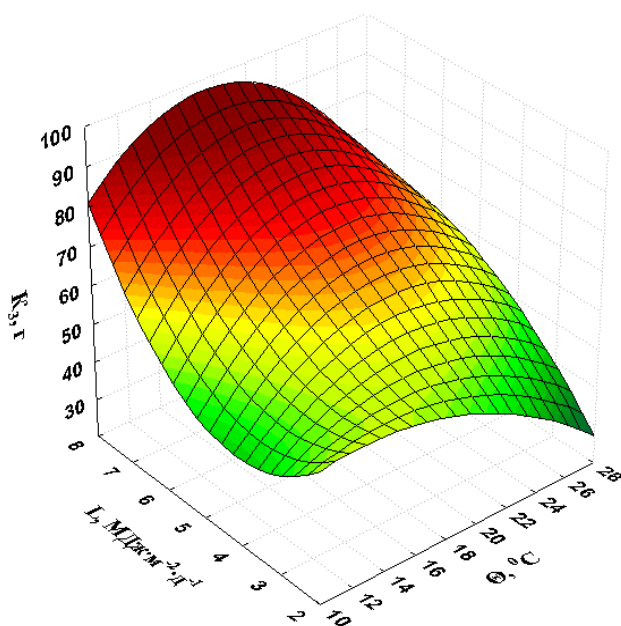


Рис. 4. Залежності впливу середньодобової температури повітря та інтенсивності світла на середню вагу плоду.

Fig. 4. Dependences of the influence of average daily atmospheric temperature and light intensity on the average weight of the fruit.

Оцінка якості розвитку рослини за інтегральною залежністю показників з однаковим ваговим коефіцієнтом 0,25 дала змогу отримати залежність фітометричного критерію якості розвитку рослини від впливу середньодобової температури повітря та інтенсивності світла (рис. 6):

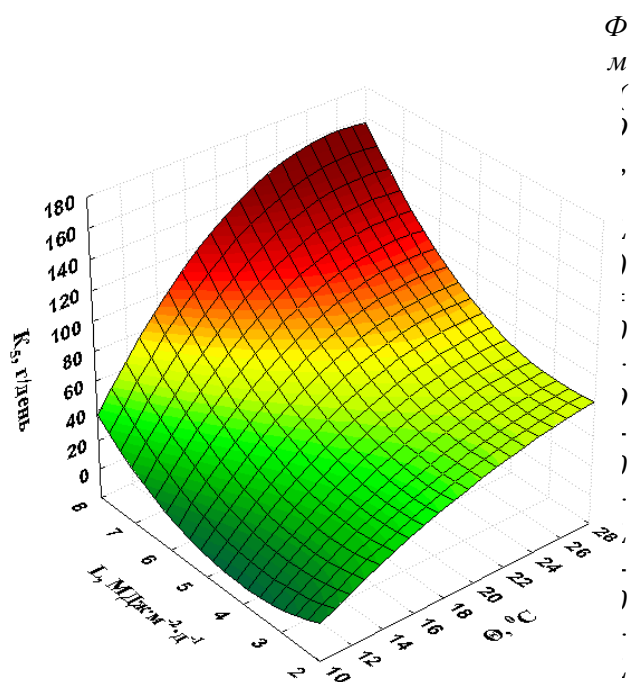


Рис. 5. Залежності впливу середньодобової температури повітря та інтенсивності світла на приріст ваги плоду.

Fig. 5. Dependences of the influence of average daily atmospheric temperature and light intensity on the weight gain of the fruit.

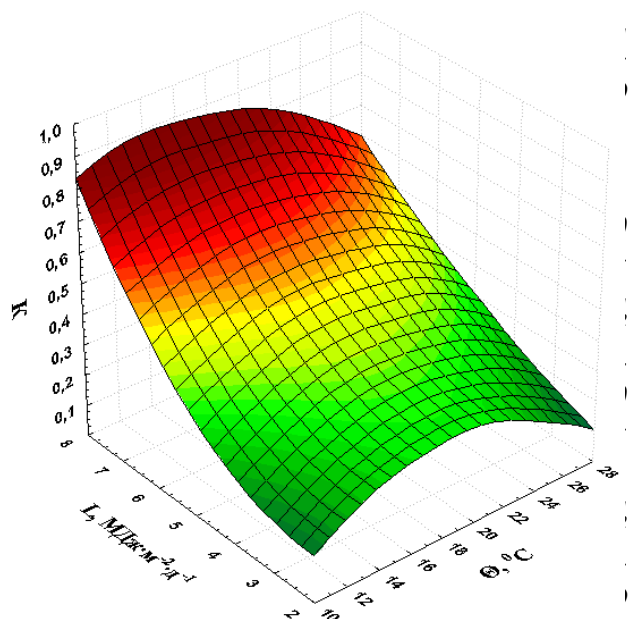


Рис. 6. Залежність фітометричного критерію від середньодобової температури повітря та інтенсивності світла.

Fig. 6. Dependence of phytometric criterion on average daily atmospheric temperature and light intensity.

Аналізуючи рис. 6. можна зробити висновок, що зростання фітометричного показника до 1 свідчить про якісний розвиток рослини з отриманням від неї максимального рівня генетично закладеного врожаю, зменшення фітометричного показника до 0 свідчить про недостатній рівень розвитку рослинної продукції,

від її генетично закладеного рівня.

За допомогою фітотетричного критерію визначаємо рівень розвитку рослини в період її вегетації. Підтримання максимального рівня розвитку дасть можливість на початковій стадії сформувати у рослини максимальну врожайність. У теплиці при температурах 15..24°C відбувається найкраще формування рослиною врожаю (кількості квіточок у суцвітті, кількості плодів на гілці, середньої ваги плоду, приросту ваги плоду).

Висновки

1. Запропоновано ввести в алгоритм системи керування фітотетричний критерій, який характеризується значною кількістю показників розвитку рослини в різних її фазах, а саме цвітіння, формування плоду та отримання врожаю. Оцінка якості розвитку рослини була проведена інтегральною залежністю показників з однаковим ваговим коефіцієнтом 0,25. За допомогою фітотетричного критерію визначено рівень розвитку рослини в період її вегетації, а його дотримання на максимальному рівні дає змогу на початковій стадії сформувати у рослини максимальну врожайність.

2. Встановлено, що зростання фітотетричного показника до 1 свідчить про якісний розвиток рослини з отриманням від неї максимального рівня генетично закладеного врожаю. Зменшення значення фітотетричного показника до 0 свідчить про недостатній рівень розвитку рослинної продукції, від генетично закладеного рівня рослини, що впливає на собівартість виробленої продукції.

Список літератури

1. Брызгалов В. А., Советкина В. Е., Савинова Н. И. Овощеводство защищенного грунта. Под ред. В. А. Брызгалова. Москва. Колос. 1995. 325 с.

2. Болбот І. М. Автоматизація процесів керування тепличними комплексами з моніторингом якості продукції: дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук, Нац. ун-т біоресурсів і природокористування України. Київ. 2020. 565 с.

3. Lysenko V. P., Zhylytsov A. V., Bolbot I. M., Lendiel T. I., Nalyvaiko V. A. Phytomonitoring in the phytometrics of the plants. E3S Web of Conferences 2020. Vol. 154. Article 07012. ICoRES 2019. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202015407012>.

4. Болбот І. М. Математическая модель влияния теплового режима на развитие и урожайность томатов в системе растение-почва-воздух. MOTROL. Lublin. 2013. Vol. 15. № 4. P. 153-158.

5. Тойберт П. Оценка точности результатов измерений. Пер. с немецкого В. Н. Храменкова. Москва. Энергоатомиздат. 1988. 88 с.

6. Лисенко В. П., Болбот І. М., Лендел Т. І. Фітотемпературний критерій оцінки розвитку рослини. Енергетика і автоматика. 2013. № 3. С. 122-128.

7. Болбот І. М. Критерий обеспечения урожайности растений – основа эффективного потребления энергетических ресурсов тепличными комплексами. Труды международной научно-технической конференции «Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве». Москва. 2014. Том 2. С. 157-162.

8. Лисенко В. П., Болбот І. М., Лендел Т. І. Енергоефективна система керування електротехнологічним комплексом промислових теплиць. Технічна електродинаміка. 2019. № 2. С. 78-81.

9. Мартиненко І. І., Лисенко В. П., Тищенко Л. П., Болбот І. М., Олійник П. В. Проектування систем електрифікації та автоматизації АПК. Київ. 2008. 330 с.

10. Ahmed Ouammi, Yasmine Achour, Driss Zejli, Hanane Dagdougui, "Supervisory Model Predictive Control for Optimal Energy Management of Networked Smart Greenhouses Integrated Microgrid", Automation Science and Engineering IEEE Transactions. 2020. Vol. 17. No 1. P. 117-128.

11. Vovna O., Laktionov I., Sukach S., Kabanets M., Cherevko E. Method of adaptive control of effective energy lighting of greenhouses in the visible optical range. Bulgarian Journal of Agricultural Science. 2018. Vol. 24. P. 335-340.

12. Ouammi A., Achour Y., Dagdougui H., Zejli D. Optimal operation scheduling for a smart greenhouse integrated microgrid. Energy for Sustainable Development. 2020. Vol. 58. P. 129-137.

13. Bodrov V., Bodrov M., Kuzin V. Ensuring the parameters of microclimate of hothouses during a warm season. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2017. Vol. 12. No 6. P. 1864-1869.

14. Revathi S., Radhakrishnan T. K., Sivakumaran N. Climate control in greenhouse using intelligent control algorithms. Paper presented at the proceedings of the American control conference. 2017. P. 887-892. <https://doi.org/10.23919/acc.2017.7963065>.

15. Gunchenko Yu., Shvovov S., Rudnichenko N., Boyko V. Methodical complex of accelerated training for operators of unmanned aerial vehicles. 2016. IEEE 4th International Conference Methods and Systems of Navigation and Motion Control. 2016.

References

1. Bryzgalov V. A. (Ed.), Sovetkina V. E., Savinova N. I. (1995). Vegetable growing in protected ground. Moscow. Kolos. 325

2. Bolbot I. M. (2020). Automation of greenhouse complex control processes on product quality monitoring. Extended abstract of doctoral thesis. Kyiv. 565.

3. Lysenko V. P., Zhylytsov A. V., Bolbot I. M., Lendiel T. I., Nalyvaiko V. A. (2020). Phytomonitoring in the phytometrics of the plants. E3S Web of Conferences 154. 07012. ICoRES. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202015407012>.

4. Bolbot I. M. (2013). Mathematical model of the influence of the thermal regime on the development and

productivity of tomatoes in the plant-soil-air system. MOTROL. Lublin. 15(4). 153-158.

5. *Toybert P.* (1988). Assessment of the accuracy of measurement results (V.N. Khramenkova, Trans.). Moscow. Energoatomizdat. 88.

6. *Lysenko V. P., Bolbot, I. M., Lendiel T. I.* (2013). Phytotemperature criterion for assessing plant development. *Enerhetyka i avtomatyka*. 3. 122-128.

7. *Bolbot I. M.* (2014). Criterion for ensuring the productivity of plants – the basis for the effective consumption of energy resources by greenhouse complexes. Proceedings of the international scientific and technical conference "Energy supply and energy saving in agriculture". 2. 157-162.

8. *Lysenko V., Bolbot I., Lendel T.* (2019). Energy efficient system of electrotechnological complex control in industrial greenhouse. *Technical Electrodynamics*. 2. 78-81. doi:10.15407/techned2019.02.078.

9. *Martynenko I. I., Lysenko V. P., Tishchenko L. P.* (2008). Design of electrification and automation systems of agro-industrial complex. Textbook. 330.

10. *Ahmed Ouammi, Yasmine Achour, Driss Zejli, Hanane Dagdougui.* (2020). Supervisory Model Predictive Control for Optimal Energy Management of Networked Smart Greenhouses Integrated Microgrid. *Automation Science and Engineering IEEE Transactions*. 17(1). 117-128.

11. *Vovna O., Laktionov I., Sukach S., Kabanets M. Cherevko E.* (2018). Method of adaptive control of effective energy lighting of greenhouses in the visible optical range. *Bulgarian Journal of Agricultural Science*. 24. 335-340.

12. *Ouammi A., Achour Y., Dagdougui H., Zejli D.* (2020). Optimal operation scheduling for a smart greenhouse integrated microgrid. *Energy for Sustainable Development*. 58. 129-137.

13. *Bodrov V., Bodrov M., Kuzin V.* (2017). Ensuring the parameters of microclimate of hothouses during a warm season. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 12(6). 1864-1869.

14. *Revathi S, Radhakrishnan T. K., Sivakumaran N.* (2017). Climate control in greenhouse using intelligent control algorithms. Paper presented at the proceedings of the American control conference. 887-892. <https://doi.org/10.23919/acc.2017.7963065>.

15. *Gunchenko Yu., Shvorov S., Rudnichenko N., Boyko V.* (2016). Methodical complex of accelerated training for operators of unmanned aerial vehicles. *IEEE 4th International Conference Methods and Systems of Navigation and Motion Control*.

энергетическими потоками промышленной теплицы при производстве растительной продукции обеспечивает заданное качество продукции с учетом фаз развития растений.

Ключевые слова: энергоэффективная система управления, фитомониторинг, математическое моделирование, тепличные комплексы, мониторинг качества продукции, мониторинг фитосостояния и состояния атмосферы.

PHYTOMETRIC CRITERION FOR EVALUATION OF PLANT DEVELOPMENT STATES

I. M. Bolbot

Abstract. Phytometric criterion for assessing the state of plant development by the integral dependence of indicators with the same weighting factor is proposed, which allows to obtain the dependence of the main indicators of plant development in different phases of development on the influence of average daily air temperature and light intensity. plant products provide a given product quality, taking into account the phases of plant development.

Key words: energy efficient control system, energy resources, phytomonitoring, mathematical modeling, greenhouse facilities, product quality monitoring.

I. M. Болбот ORCID 0000-0002-5708-6007.

ФІТОМЕТРИЧЕСКИЙ КРИТЕРИЙ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЙ РАЗВИТИЯ РАСТЕНИЙ

И. М. Болбот

Аннотация. Предложен фитометрический критерий оценки состояний развития растений по интегральной зависимости показателей с одинаковым весовым коэффициентом, что позволяет получить зависимость основных показателей развития растения в разных фазах развития от влияния среднесуточной температуры воздуха и интенсивности света, использование которого в системе управления

УДК 631.1.004

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ БЕЗВІДМОВНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЇХ МАШИНОВИКОРИСТАННЯ

І. Л. Роговський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: rogovskii@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.
Бібл. 27, рис. 11, табл. 0.

Анотація. В статті проведено аналіз підтримання існуючих сільськогосподарських машин в працездатному стані, за яким слід відпрацювати систему технічного обслуговування з урахуванням умов реформування аграрного сектора. Експлуатаційно-технологічні та функціональні показники визначалися на прямого комбайнування пшениці. У даних умовах експлуатації продуктивність за 1 годину основного часу склала 17,6 т, що трохи менше значення за технічні умови – не менше 18 т. Це пояснюється малою врожайністю прибирається культури. Комбайн зернозбиральний самохідний КЗС-9М стійко виконував технологічний процес, про що свідчить значення даного коефіцієнта рівного 1, що також відповідає значенню за технічними умовами – не менше 0,98. Всі показники якості виконання технологічного процесу: втрати зерна за молотаркою комбайна і за жаткою, якість зерна з бункера комбайна (дроблення і вміст смітної домішки) знаходяться в межах допустимих значень по технічним умовам. Так наприклад: втрати зерна за молотаркою комбайна отримані 1,06% (по технічним умовам не більше 1,5%) і за жаткою 0,24% (по технічним умовам не більше 0,5%). За період спостережень за даними комбайнів виявлено п'ять відмов і всі вони II групи складності. Середня кількість відмов II групи складності склала 1,7. Напрацювання на відмову II групи складності отримана 307,6 години (5006,7 тони), що вище значення за технічні умови не менше 100 годин. За чотири сезони спостережень за комбайнами середнє напрацювання отримана рівній 1055 години (11387 тони). Наробітка на відмову II групи складності при цьому за чотири роки спостережень склала 105,5 години (по технічним умовам не менше 100 годин). Це свідчить про достатню технічну надійності комбайнів. Деталей (вузлів), які досягли граничного зносу (ресурсу) за чотири роки спостережень за комбайнів зернозбиральних самохідних КЗС-9М не виявлено.

Ключові слова: методологія, коефіцієнт готовності, ефективність, сільськогосподарська машина.

Постановка проблеми

Виробництво зерна традиційно є основною і найбільш значущою галуззю сільського господарства [1]. Найважливішою ланкою в технологічному ланцюжку виробництва зерна і найбільш напруженою операцією є збирання [2]. Від її тривалості безпосередньо залежить якість врожаю, який збирається [3].

Велика розмаїтість сільськогосподарських культур, непередбачувана погода, яка робить свої корективи в терміни збирання, не залишають виробнику іншого шляху, як розробка і створення високопродуктивних і надійних зернозбиральних комбайнів [4].

Ефективність роботи сільськогосподарської техніки в значній мірі залежить від її надійності [5]. При збиранні зернових культур необхідно забезпечити працездатний стан комбайнів протягом необхідного агротехнічного періоду [6]. Тому основною характеристичною властивістю збиральних машин є безвідмовність [7]. Відмови з технічних і технологічних причин призводять до простоїв машин і, як наслідок, до втрати частини врожаю [8]. При перевищенні встановленого терміну збирання питомі втрати зернових становлять 0,004...0,006% за одну годину простою [9]. Аналіз статистичних даних про технічний стан об'єктів на основі експлуатаційних спостережень дозволяє виявити ймовірні закономірності і причини відмов [10].

В даний час в Україні склалися такі ціни на сільськогосподарську техніку, запасні частини до неї, паливо-мастильні матеріали і на сільськогосподарську продукцію [11], що реалізуючи отриману продукцію, сільськогосподарські підприємства не можуть в повному обсязі замінити застарілі машини машинно-тракторного парку на нові [12], високопродуктивні [13], наслідком чого машинно-тракторний парк більшості сільськогосподарських підприємств призведе до старіння [14]. При цьому значно збільшуються витрати грошових і матеріальних засобів на технічне обслуговування і ремонт машин сільськогосподарського призначення [15], особливо в дрібних господарствах [16], в тому числі і

фермерських [17]. Тому оптимізація складу служби технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів при різному їх річному навантаженні є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень

Комбайн «DEUTZ FAHR 6095HTS» складається з жниварки, молотарки, бункера з вивантажним пристроєм, подрібнювача-розкидувача, моторної установки, силової передачі, ходової системи, органів управління, кабіни «Commander Cab-4», гідравлічної системи, електрообладнання та укомплектований бортовою інформаційною системою CCM для контролю роботи комбайна [18]. Для пересування по дорогах загальної мережі комбайн укомплектований транспортним візком для транспортування жатки [19].

Моторна установка – дизельний двигун DEUTZ FAHR TCD 6.1L06DCR номінальною потужністю 269 кВт (366 к.с.), 6-циліндровий з 4-х клапанним механізмом газорозподілу циліндрів, системою турбонаддуву і електронним уприскуванням, водяним охолодженням, захистом радіатора з попередньою роторною очисткою і автоматичним ежектором викидачем пилу [20].

Жатка DH720A шириною захвату 7,2 м включає в себе планетарний редуктор привід ріжучого апарату системи Шумахер з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом і сегментами, змонтованими на ножовій смузі попеременно ріжучою кромкою вгору і вниз, шестилопатевої ексцентрикової мотовило з автоматично змінною частотою обертання від 16 до 45 об/хв залежно від швидкості руху комбайна, механічний привід мотовила, що подає шнек діаметром 610 мм з пальчиковим механізмом і висувними спіралью розташованими по всій довжині шнека пальцями, похилу камеру з реверсом шнека жатки і транспортера похилої камери, керовану з робочого місця оператора. Жатка комплектується електрогідравлічною системою Auto Contour регулювання висоти зрізу, тиску жатки на ґрунт і копіювання рельєфу поля [21].

Молотильно-сепаруючий пристрій (МСП) комбайна включає в себе молотильний барабан діаметром 600 мм, шириною 1521 мм з частотою обертання, змінною з робочого місця оператора від 420 до 1250 об/хв, підбарабання з кутом захвату 1210, площею сепарації 1,13 м² і незалежної електрогідравлічної регулюванням зазорів на вході і виході, 2-х швидкісний турбосепаратор діаметром 590 мм з механічним регулюванням частоти обертання від 410 до 775 об/хв і регулюванням по висоті в 5-ти положеннях від 25 до 65 мм за допомогою електроприводу, вхідний під барабання турбосепаратора з площею сепарації 0,97 м², відбійний бітер, шестиклавішний чотириступеневий соломотряс з площею сепарації 8,8 м²; двостанну вітрорешітну очистку з регульованими жалюзійними решетами площею очищення 6,7 м² і вентилятором очистки, автономний дообмолочуючий пристрій роторного типу, які транспортують пристрої, що включають в себе вузли та деталі зернового і колосового трактів,

приводів і механізмів регулювання робочих органів. Бункер баштового типу об'ємом 8,5 м³ оснащений системою вивантаження Smart Launch послідовного включення вивантажувальних шнеків [22].

Комбайн «TUCANO 450» складається з жниварки, молотарки, бункера з вивантажувальним пристроєм, подрібнювача, моторної установки, силової передачі, ходової системи, органів управління, кабіни, гідравлічної системи, електрообладнання та укомплектованою системою бортової інформації CEBIS контролю режимів роботи комбайна з системами контролю прибирання, настройки робочих параметрів, діагностики та калібрування. Для пересування по дорогах загальної мережі комбайн укомплектований транспортним візком для транспортування жатки. Додатково, комплектується компресорною установкою для сухої очистки стисненим повітрям робочих органів і агрегатів комбайна [23].

Моторна установка – дизельний двигун Mercedes-Benz OM 926LA номінальною потужністю 220 кВт (299 к.с.), 6-циліндровий, система турбонаддуву, що обертається самоочисним повітрязбірником [24].

Жатка V750 шириною захвату 7,5 м включає в себе ріжучий сегментно-пальцевий апарат, планетарний редуктор з приводом ріжучого апарату Шумахер, шестилопатевої мотовило з приводом від гідромотора і електро-гідрокерування підйому і виносу, що подає шнек з пальчиковим механізмом, похилу камеру з ланцюгово-планчатим транспортером і реверсом для очищення при забиванні рослинною масою, приводу і механізми регулювання робочих органів, комплектується стеблепідіймачами і системою Auto Contour автоматичного контролю висоти зрізу, тиску жатки на ґрунт і копіювання рельєфу поля [25].

Молотарка складається з молотильно-сепаруючого пристрою, який включає в себе попередній бітер-прискорювач з вхідним підбарабанням, молотильний барабан шириною 1580 мм і діаметром 450 мм, основне підбарабання з кутом захвату 151°, двоступеневий регульований редуктор приводу молотильного барабана, шестиклавішний соломотряс, двостанної вітрорешітної очистки з регульованими жалюзійними решетами і вентилятором очистки, дообмолочуючий пристрій, транспортувальних пристроїв, що включають в себе вузли та деталі зернового і колосового трактів, приводів і механізмів регулювання робочих органів. Бункер об'ємом 9,0 м³ включає в себе вивантажувальний пристрій баштового типу і механізми приводу [26].

Експлуатаційно-технологічна оцінка комбайнів «DEUTZ FAHR 6095HTS» і «TUCANO 450» проводилася на збиранні тритикалі врожайністю 37,1 ц/га з варіацією врожайності по полю від 34,9 до 39,3 ц/га, полеглих рослин 26,67% і засміченістю культури над фактичною висотою зрізу 2,6%, вологістю зерна 22,8% і соломи 55,4% [27].

Продуктивність комбайна «DEUTZ FAHR 6095HTS» на збиранні тритикалі при робочій швидкості 8,68 км/год, фактичній подачі 11,91 кг/с і робочій ширині захвату 6,73 м за 1 годину склала:

основного часу 20,98 т або 5,85 га, змінного часу - 13,22 т. за порівнювати комбайну «TUCANO 450» при робочій швидкості 7,26 км/год, фактичної подачі 10,0 кг/с і робочій ширині захвату 7,12 м продуктивність за 1 годину складала: основного часу 20,32 т або 5,27 га, змінного часу - 13,12 т. Питома витрата палива складала: комбайна «DEUTZ FAHR 6095HTS» 2,12 кг/т (7,61 кг/га), комбайна «TUCANO 450» - 2,68 кг/т (10,36 кг/га) [11].

Сумарні втрати за комбайном «DEUTZ FAHR 6095HTS» при швидкості 8,23 км/год, фактичної висоті зрізу 200 мм і робочій ширині захвату 6,73 м склали 0,93%, в тому числі втрати зерном в зрізаних і обламаних колосках 0,81 %, вільним зерном 0,09%, втрати зерном у незрізаних колосках і зерном недомолоту в соломі й полові по 0,01%, сумарні втрати за комбайном «TUCANO 450» при швидкості 7,0 км /год, фактичної висоті зрізу 179 мм і робочій ширині захвату 7,12 м склали 1,18%, в тому числі втрати зерном в зрізаних і обламаних колосках 1,1%, втрати зерном у незрізаних колосках 0,07 і зерном недомолоту в соломі й полові 0,01%. Основними втратами комбайнів є втрати зерном у зрізаних і обламаних колосках - комбайна «DEUTZ FAHR 6095HTS» 0,81%, комбайна «TUCANO 450» 1,1% [9].

Якість зерна в бункері комбайна «DEUTZ FAHR 6095HTS» складала 99,7% основного зерна і зернової домішки, в тому числі основне зерно 93,76%, зерно в колосках 3,66% і подрібнене зерно 2,28%, при цьому сміттєві домішки склали 0,3%. За порівнюваним комбайном «TUCANO 450» якість зерна в бункері складала 99,66% основного зерна і зернової домішки, в тому числі основне зерно 94,76%, зерно в колосках 0,46% і подрібнене зерно 4,44%, при цьому бур'янисті домішки склали 0,34% [19].

Комбайн «DEUTZ FAHR 6095HTS» виконує технологічний процес на збиранні тритикалі прямим комбайнуванням з сумарними витратами 0,93%, якість зерна в бункері 99,7% основного зерна і зернових домішок, в тому числі зерно в колосках 3,66% і подрібнене зерно 2,28%, отримані при більшому (на 1,42 км/год) швидкісному режимі, перевищення за якістю зерна в бункері комбайна «DEUTZ FAHR 6095HTS» зерном в колосках 3,66%, в порівнянні з комбайном «TUCANO 450», обумовлено регулюванням зазорів жалюзі нижнього решета, менша кількість дробленого зерна 2,28% в бункері комбайна «DEUTZ FAHR 6095HTS» обумовлено конструктивними особливостями автономного дообмолочуючого пристрою роторного типу, розвантажувальний молотильний барабан і направляє дообмолочену хлібну масу на стрясну дошку, у комбайна «TUCANO 450» [2].

Підвищення продуктивності за годину основного часу (на 3,2%) і змінного часу (на 0,8%) комбайна «DEUTZ FAHR 6095HTS» обумовлено більшою на 1,42 км/год робочою швидкістю і меншими витратами часу на розвантаження бункера на 17,3%. Питома витрата палива комбайна «DEUTZ FAHR 6095HTS» (2,12 кг/т) менше на 20,9%, в порівнянні з комбайном «TUCANO 450» (2,68 кг/т), обумовлений конструктивними особливостями шестициліндрового дизельного двигуна DEUTZ FAHR TCD 6.1L06DCR с

чотирьохклапанним механізмом газорозподілу циліндрів і електронним уприскуванням; конструктивними особливостями МСП (ширина молотарки - 1521 мм, турбосепаратор діаметром 590 мм з сепаруючою декою площею сепарації 0,97 м², Розташованого за молотильним барабаном) і автономного дообмолочуючого пристрою роторного типу [11].

Коефіцієнт надійності технологічного процесу комбайнів КЗС-10К-26 і «TUCANO 450» на збиранні ячменю воскової і молочно-воскової стиглості культури склав 1,0. Коефіцієнт використання змінного часу комбайна КЗС-10К-26 склав 0,68 через витрати часу на вивантаження зерна з бункера 7,7%, повороти 2,3%, підготовку і закінчення робіт 5,3% і холості переїзди 5,9%. Коефіцієнт використання змінного часу комбайна «TUCANO 450» склав 0,72 через витрати часу на вивантаження зерна з бункера 7,9, повороти 2,0%, підготовку і закінчення робіт 2,6% і холості переїзди 4,7% [7].

Більш високі експлуатаційно-технологічні показники комбайна «TUCANO 450» в порівнянні з комбайном КЗС-10К-26 обумовлені більшою робочою швидкістю (вище на 11,4%), робочою шириною захвату (більше на 1,5 м), конструктивними особливостями МСП (ширина молотарки 1580 мм, площа сепарації решіт очищення 5,1 м², Площа соломотряса 8,67 м², наявність попереднього бітера-сепаратора з входним підбарабанням) і об'ємом бункера 9,0 м³ (Більше на 2,0 м³).

Втрати зерна за жаткою комбайна КЗС-10К-26 при робочій швидкості 2,8 км/год, фактичної висоті зрізу 121,4 мм і робочій ширині захвату 5,9 м склали 1,19 %, в тому числі втрати зерном в зрізаних колосках 0,64%, зерном в незрізаних колосках 0,55%. Перевищення втрат зерна обумовлено нерівностями ґрунту з мікрорельєфом $\pm 3,3$ см, наявністю природних каменів 1,8 шт./м² із середнім розміром 90,0 мм, висотою рослин культури, що збирається 51,1 см. За порівнюваним комбайном «TUCANO 450» при робочій швидкості 3,2 км/год, фактичної висоті зрізу 100,0 мм і робочій ширині захоплення 7,4 м втрати зерна за жаткою склали 0,57%, в тому числі втрати зерном в зрізаних колосках 0,49%, зерном в незрізаних колосках 0,08% [9].

Сумарні втрати зерна за молотаркою комбайна КЗС-10К-26 при фактичній подачі 4,1 кг/с склали 0,37%, в тому числі втрати вільним зерном в соломі й полові 0,33% і втрати недомолоту в соломі 0,04%. За порівнюваним комбайном «TUCANO 450» при фактичній подачі 5,7 кг/с сумарні втрати за молотаркою склали 0,21%, в тому числі втрати вільним зерном в соломі й полові 0,19% і втрати недомолоту в соломі 0,02%. Сумарні втрати за комбайном КЗС-10К-26 склали 1,56%, за порівнюваним комбайном «TUCANO 450» сумарні втрати склали 0,78% [14].

Якість зерна в бункері комбайна КЗС-10К-26 складала 97,56% основного зерна і зернових домішок, подрібнене зерно складало 0,48%, сміттєві домішки склали 2,44%, за порівнюваним комбайном «TUCANO 450» основне зерно і зернові домішки в бункері склали 97,13%, подрібнене зерно 0,27%, сміттєві домішки склали 2,87% [1].

В цілому, показники якості виконання технологічного процесу комбайнами КЗС-10К-26 і «TUCANO 450» можна порівняти. Комбайни КЗС-10К-26 і «TUCANO 450» виконують технологічний процес на збиранні ячменю воскової і молочно-воскової стиглості культури відповідно до вимог технології заготівлі консервованого плющеного зерна.

При випробуванні в однакових умовах сукупні витрати грошових коштів на збирання ячменю на площення за комбайном КЗС-10К-26 (при продуктивності 5,82 т/год змінного часу і врожайності 51,4 ц/га) рівні 576,93 грн./т, що на 30% нижче, ніж сукупні витрати грошових коштів на збирання ячменю на площення з використанням комбайна «TUCANO 450» (його продуктивність склала 8,39 т/год змінного часу). Це пояснюється різницею в цінах на комбайни, і, так як ціна «TUCANO 450» на 60% більше ціни комбайна КЗС-10К-26, то і амортизаційні відрахування по комбайну «TUCANO 450» на 36% вище, ніж по комбайну КЗС-10К-26. За рахунок більш високої своєї потужності і конструкційних особливостей МСП комбайн «TUCANO 450» перевершує по продуктивності комбайн КЗС-10К-26, тому витрати на поточну експлуатацію комбайна «КЗС-10К-26» задовільно виконує технологічний процес на збиранні пшениці і ячменю повної стиглості культур, ячменю воскової стиглості на площення прямим комбайнуванням, має задовільні експлуатаційно-технологічні показники і відповідає вимогам НД.

Мета досліджень

Мета досліджень – описати особливості аналітичних підходів до впливу експлуатаційної безвідмовності сільськогосподарських машин на ефективність їх машиновикористання.

Результати досліджень

Збір інформації по працездатності комбайнів КЗС-9М і New Holland TX-63 проводився в умовах рядової експлуатації. У кожній групі було по 10 об'єктів спостереження, в результаті було встановлено, що відмови мають широкий діапазон розсіювання (рис. 1) і носять в більшості раптовий характер.

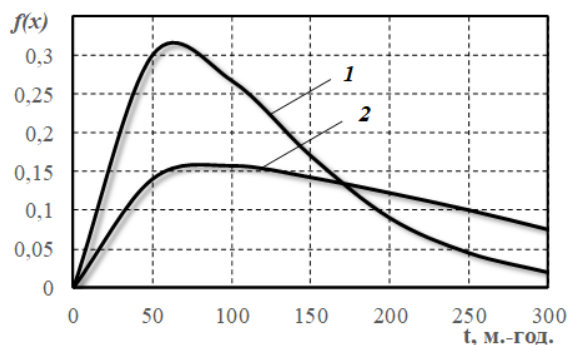


Рис. 1. Щільність розподілу відмов комбайнів: 1 – КЗС-9М; 2 – New Holland TX-63.

Fig. 1. Density of failure distribution of combines: 1 – KZS-9M; 2 – New Holland TX-63.

Звідси видно, що відмови комбайнів Дон-1500Б в більшій мірі зміщені в початок жнив. Показники безвідмовності імпортних комбайнів в середньому вище на 15% вітчизняних, проте, напрацювання на відмову КЗС-9М становить тільки 46%, а New Holland TX-63 відповідно 54% від нормативу. Характер прояву відмов показаний на рис. 2.

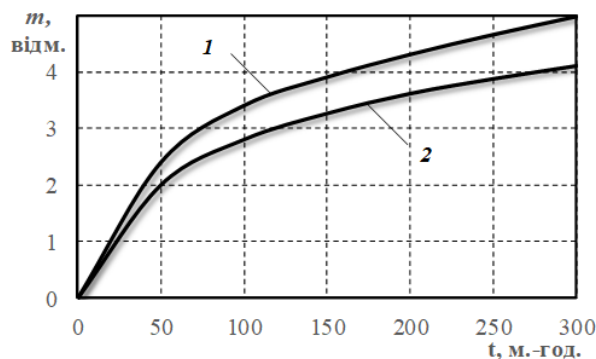


Рис. 2. Зміна сумарної кількості відмов в процесі роботи комбайнів: 1 – КЗС-9М; 2 – New Holland TX-63.

Fig. 2. Changing the total number of failures in the process of combines: 1 – KZS-9M; 2 – New Holland TX-63.

За період використання на комбайн припадає 4...5 відмов і найбільш інтенсивно вони відбуваються на початку збиральної компанії (до 100 мотогодин). Серед показників надійності найбільш інформативним є коефіцієнт готовності, оскільки одночасно характеризує безвідмовність і ремонтпридатність технічних систем. Він відображає ймовірність знаходження об'єкта в працездатному стані і відповідно частку виконання загального обсягу роботи. Оскільки кількість і тривалість усунення відмов знижуються, то коефіцієнт готовності постійно зростає (рис. 3) і досягає нормативного значення після 200 мотогодин роботи.

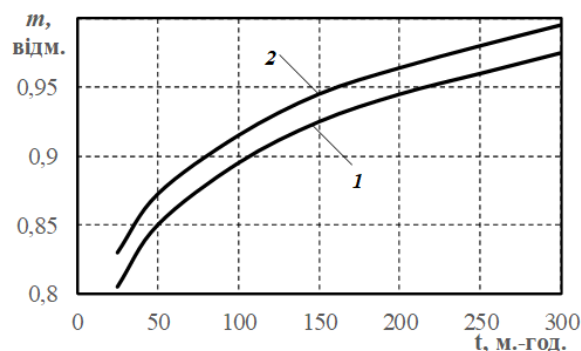


Рис. 3. Зміна сумарного коефіцієнта готовності комбайнів: 1 – КЗС-9М; 2 – New Holland TX-63.

Fig. 3. Changing the total readiness factor of combines: 1 – KZS-9M; 2 – New Holland TX-63.

Машинно-технологічний комплекс сільського господарства включає в себе агротехнології виробництва продукції, технічні засоби та інфраструктуру, що забезпечує працездатність системи. Сучасна соціально-економічна ситуація в світі зумовлює необхідність прискореного розвитку

національного сільськогосподарського виробництва (рис. 4).

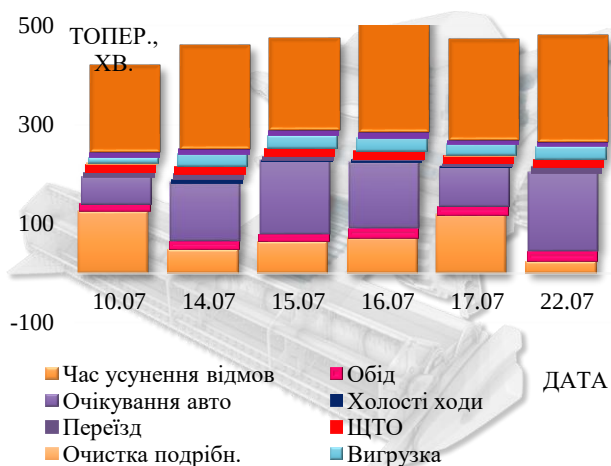


Рис. 4. Діаграма усереднених значень складових часу роботи комбайнів дослідної групи.

Fig. 4. Diagram of average values of components of operating time of combines of experimental group.

Тенденція скорочення випуску техніки вітчизняного виробництва і її недолік послужили причиною все більш зростаючого парку імпортої техніки, яка надходить в продаж в широкому асортименті від різних фірм виробників (рис. 5).

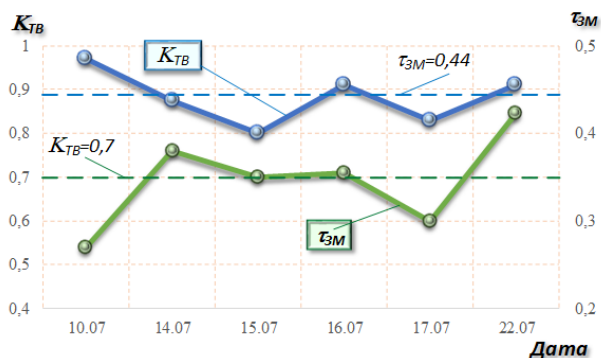


Рис. 5. Графік комплексних показників надійності зернозбиральних комбайнів за період спостережень.

Fig. 5. Graph of complex indicators of reliability of grain harvesters for the observation period.

Інформація, яка надається про якість та ефективність застосування вітчизняної та імпортої техніки, носить суперечливий характер, що ускладнює однозначний вибір технічних засобів для їх впровадження у виробництво (рис. 6).

Технічно справний зернозбиральний комбайн виконає обсяг роботи:

$$F_p = 0,1 \cdot B \cdot v \cdot t \quad (1)$$

де B – ширина захвату жатки, м; v – швидкість руху, км/год; t – тривалість роботи, год.

У разі виникнення відмов обсяг роботи складе:

$$F_\phi = 0,1 \cdot B \cdot v \cdot t \cdot k_r, \text{ кг} \quad (2)$$

де k_r – коефіцієнт готовності комбайна.

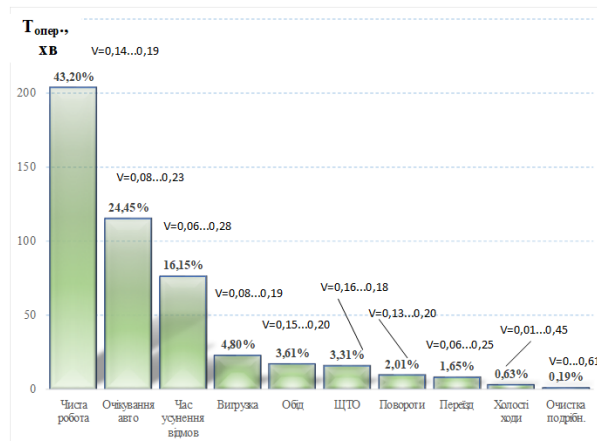


Рис. 6. Діаграма усереднених значень складових часу зміни.

Fig. 6. Diagram of average values of shift time components.

Зміна коефіцієнта готовності в процесі експлуатації досить точно апроксимується показовою функцією ($k_r = e^{-\alpha t}$), тобто при $t=0$ $k_r=1$, а при $t \rightarrow \infty$ $k_r \rightarrow 0$. Отже, зміна вироблення комбайнів пропорційно коефіцієнту готовності $\frac{F_\phi}{F_p} = e^{-\alpha t}$.

Приймаємо, що до початку збирання t_n весь заданий обсяг роботи F_n готовий одночасно і справний комбайн виконає його за агротехнічний термін t_a , а в разі простою через відмови тривалість збирання збільшиться до t_ϕ (рис. 7).

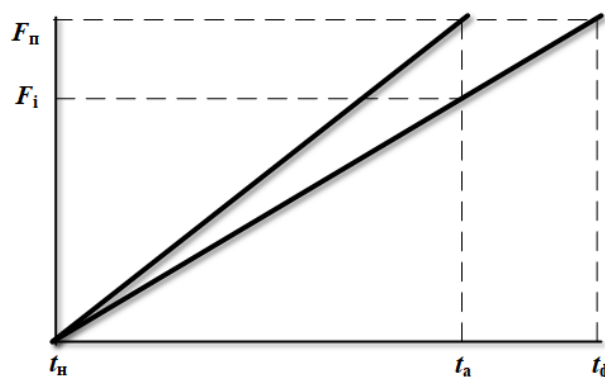


Рис. 7. Схема виконання заданого обсягу роботи.

Fig. 7. The scheme of execution of the set volume of work.

Для завершення запланованої роботи буде потрібно додатковий час:

$$\Delta t = t_\phi - t_a = t_a \quad (3)$$

При цьому втрати врожаю складуть:

$$P = \gamma \cdot t_a \quad (4)$$

де γ – питомі втрати зерна, % / год.

В результаті експлуатаційних спостережень встановлено основні показники безвідмовності (рис. 8) і зміна коефіцієнта готовності зернозбиральних комбайнів New Holland TX-63 і K3C-9M (рис. 9).

Безвідмовність вітчизняних комбайнів знижується більш інтенсивно, ніж імпортованих, тому середнє напрацювання на відмову відповідно 62,8 і 65,3 год (рис. 10). Комбайни мають такі технічні характеристики: New Holland TX-63 – $B = 5,18$ м, $v = 7$ км/год, КЗС-9М – $B = 6$ м, $v = 5$ км / год. Розрахунки за результатами збору інформації показали, що їх продуктивність за період збирання через відмови зменшується на 10...12% (рис. 11).

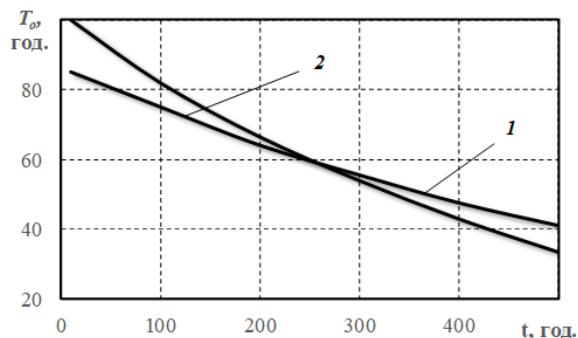


Рис. 8. Зміна середнього напрацювання на відмову в процесі експлуатації комбайнів New Holland TX-63 (1) і КЗС-9М (2).

Fig. 8. Change of average operating time on failure in the course of operation of combines New Holland TX-63 (1) and KZS-9M (2).

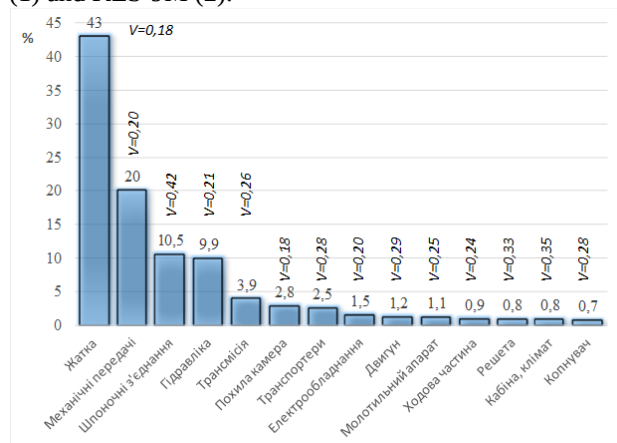


Рис. 9. Відмови основних систем та агрегатів зернозбиральних комбайнів.

Fig. 9. Failures of the main systems and units of combine harvesters.

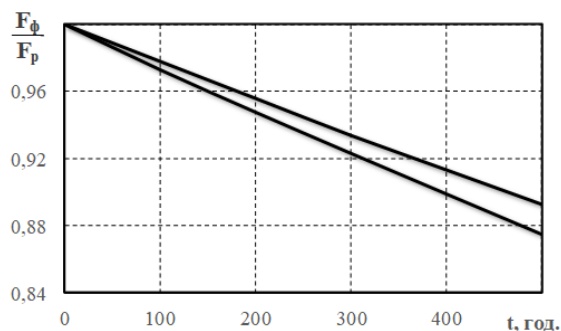


Рис. 10. Зміна відносного обсягу виконання роботи комбайнами New Holland TX-63 (1) і КЗС-9М (2).

Fig. 10. Change in the relative volume of work performed by New Holland TX-63 (1) and KZS-9M (2) combines.

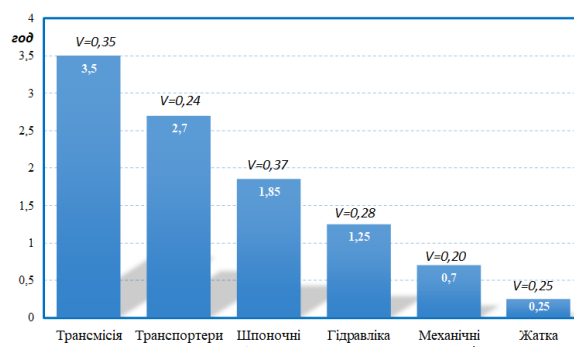


Рис. 11. Середній час усунення однієї відмови основних систем та агрегатів зернозбиральних комбайнів.

Fig. 11. Average time to eliminate one failure of the main systems and units of combine harvesters.

У даних умовах експлуатації продуктивність за 1 годину основного часу складала 17,6 т, що трохи менше значення за технічні умови – не менше 18 т. Це пояснюється малою врожайністю прибирається культури. Комбайн зернозбиральний самохідний КЗС-9М стійко виконував технологічний процес, про що свідчить значення даного коефіцієнта рівного 1, що також відповідає значенню за технічними умовами – не менше 0,98. Всі показники якості виконання технологічного процесу: втрати зерна за молотаркою комбайна і за жаткою, якість зерна з бункера комбайна (дроблення і вміст смітної домішки) знаходяться в межах допустимих значень по технічним умовам. Так наприклад: втрати зерна за молотаркою комбайна отримані 1,06% (по технічним умовам не більше 1,5%) і за жаткою 0,24% (по технічним умовам не більше 0,5%). За період спостережень за даними комбайнів виявлено п'ять відмов і всі вони II групи складності. Середня кількість відмов II групи складності складала 1,7. Напрацювання на відмову II групи складності отримана 307,6 години (5006,7 тони), що вище значення за технічні умови не менше 100 годин. За чотири сезони спостережень за комбайнами середнє напрацювання отримана рівній 1055 години (11387 тони). Наробітка на відмову II групи складності при цьому за чотири роки спостережень складала 105,5 години (по технічним умовам не менше 100 годин). Це свідчить про достатню технічну надійності комбайнів. Деталей (вузлів), які досягли граничного зносу (ресурсу) за чотири роки спостережень за комбайнів зернозбиральних самохідних КЗС-9М не виявлено.

Агротехнічний термін збирання зернових 10 діб або 240 год, а при перевищенні його питомі втрати 0,06%/год. Розрахунки за результатами досліджень показують, що втрати врожаю через простої комбайнів New Holland TX-6 і КЗС-9М в середньому складають відповідно 3 і 4%.

Розподіл за видами відмов практично однаковий. Серед окремих деталей і вузлів з низькою надійністю у комбайнів КЗС-9М можна відзначити подовжувач решета – 13,4% і механізм шайби – 11,3% від загального числа відмов, у комбайнів New Holland TX-63 це датчик тиску Паскаля – 15% і підшипник приводу решітного стану – 12,5%. Розрахунки показали, що

через недостатній рівень надійності збиральних машин втрати врожаю для вітчизняних комбайнів становлять в середньому 12%, а для зарубіжних – 10%.

Висновки

1. Агротехнічний термін збирання зернових 10 діб або 240 год, а при перевищенні його питомі втрати 0,06%/год. Розрахунки за результатами досліджень показують, що втрати врожаю через простої комбайнів в середньому складають відповідно 3 і 4%.

2. Розподіл за видами відмов практично однаковий. Серед окремих деталей і вузлів з низькою надійністю у комбайнів можна відзначити подовжувач решета – 13,4% і механізм шайби – 11,3% від загального числа відмов, у комбайнів це датчик тиску Паскаля – 15% і підшипник приводу решітного стану – 12,5%. Розрахунки показали, що через недостатній рівень надійності збиральних машин втрати врожаю для вітчизняних комбайнів становлять в середньому 12%, а для зарубіжних – 10%.

Список літератури

1. *Sergejeva N., Aboltins A., Strupule L., Aboltina B.* Mathematical knowledge in elementary school and for future engineers. Proceedings of 17th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 23-25, 2018, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 17. P. 1166-1172.
2. *Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D., Yezekyan T., Marinello F.* Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. CIGR Journal. 2017. Vol. 19. P. 158-163.
3. *Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I.* Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. Environmental Chemistry Letters. 2018. Vol. 16. P. 79-84.
4. *Masek J., Novak P., Jasinskas A.* Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. Proceedings of 16th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16. P. 1180-1185.
5. *Rogovskii I., Grubrin O.* Accuracy of converting videoendoscopy combine harvester using generalized mathematical model. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: technique and energy of APK. Kyiv, Ukraine. 2018. Vol. 298. P. 149-156. doi: 10.31548/me.2018.04.149-156.
6. *Viba J., Lavendelis E.* Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. In Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME, 22 April 2006. Tallinn, Estonia. P. 95-98.
7. *Luo A.C.J., Guo Y.* Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag, 2013. 213 p.
8. *Astashev V., Krupenin V.* Efficiency of vibration machines. Proceedings of 16th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 24-26, 2017, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 16. P. 108-113.
9. *Zagurskiy O., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I.* Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 2018. P. 64-74.
10. *Drga R., Janacova D., Charvatova H.* Simulation of the PIR detector active function. Proceedings of 20th International conference on Circuits, Systems, Communications and Computers (CSCC 2016), July 14-17, 2016, E D P Sciences, 17 Ave Du Hoggar Parc D Activites Coutaboeuf Bp 112, F-91944 Cedex A, France, Vol. 76. UNSP 04036.
11. *Novotny J.* Technical and natural sciences teaching at engineering faculty of FPTM UJEP. Proceedings of 15th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 23-25, 2016, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 15. P. 16-20.
12. *Pinzi S., Cubero-Atienza A. J., Dorado M. P.* Vibro-acoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery. Journal of Sound and Vibration. 2016. Vol. 266. Issue 3. P. 407-441.
13. *Rogovskii I. L.* Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 3. P. 181-187.
14. *Rogovskii I. L.* Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 4. P. 145-150.
15. *Роговський І. Л.* Алгоритмічність визначення періодичності відновлення працездатності сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх палива. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 1. P. 155-162.
16. *Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V.* Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Engineering for Rural Development. 2019. Vol. 18. P. 291-298.
17. *Kalinichenko D., Rogovskii I.* Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. MOTROL. An International Quarterly Journal on Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin. 2017. Vol. 19. No 3. P. 179-184.
18. *Kalinichenko D., Rogovskii I.* Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. 2017. Lublin–Rzeszów. Vol. 17. No 3. P. 93-102.
19. *Kalinichenko D., Rogovskii I.* Method for determining time of next maintenance of combine harvesters. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. 2018. Lublin–Rzeszów. Vol. 18. No 1. P. 105-115.
20. *Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л.* Аналіз систем і стратегій технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів та їх складових частин. Науковий вісник Національного університету

біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 380–390.

21. *Калініченко Д. Ю., Роговський І. Л.* Штучні когнітивні системи в процесах технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 262. С. 353–361.

22. *Rogovskii I. L.* Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2017. Вип. 258. С. 399–407.

23. *Роговський І. Л.* Методологічність виконання технологічних операцій відновлення працездатності сільськогосподарських машин при обмежених ресурсах. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. Київ. 2015. Вип. 212. Ч. 1. С. 314–322.

24. *Rogovskii Ivan.* Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. MOTROL. Lublin. 2016. Vol. 18. No 3. P. 155–164.

25. *Роговський І. Л.* Модель стохастичного процесу відновлення працездатності сільськогосподарської машини в безінерційних системах із запізненням. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 3. P. 143–150.

26. *Роговський І. Л.* Моделі формування альтернатив інженерного менеджменту в методах підвищення виробництва зерна в сільськогосподарських підприємствах. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 1. P. 137–146.

27. *Rogovskii I. L.* (2021). Resource of removal expenses for strong agricultural period of volume of operations. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. Vol. 12. No 2. P. 123–131. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.02.123>.

References

1. *Sergejeva N., Aboltins A., Strupule L., Aboltina B.* (2018). Mathematical knowledge in elementary school and for future engineers. Proceedings of 17th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 23–25, 2018, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. 17. 1166–1172.

2. *Dubbini M., Pezzuolo A., De Giglio M., Gattelli M., Curzio L., Covi D., Yezekyan T., Marinello F.* (2017). Last generation instrument for agriculture multispectral data collection. CIGR Journal. 19. 158–163.

3. *Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I.* (2018). Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. Environmental Chemistry Letters. 16. 79–84.

4. *Masek J., Novak P., Jasinskas A.* (2017). Evaluation of combine harvester operation costs in different working conditions. Proceedings of 16th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 24–26, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. 16. 1180–1185.

5. *Rogovskii I., Grubrin O.* (2018). Accuracy of converting videoendoscopy combine harvester using generalized mathematical model. Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: technique and energy of APK. Kyiv, Ukraine. 298. 149–156. doi: 10.31548/me.2018.04.149–156.

6. *Viba J., Lavendelis E.* (2006). Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. In Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME, 22 April 2006. Tallinn, Estonia. 95–98.

7. *Luo A.C.J., Guo Y.* (2013). Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag. 213.

8. *Astashev V., Krupenin V.* (2017). Efficiency of vibration machines. Proceedings of 16th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 24–26, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. 16. 108–113.

9. *Zagurskiy O., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I.* (2018). Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 64–74.

10. *Drga R., Janacova D., Charvatova H.* (2016). Simulation of the PIR detector active function. Proceedings of 20th International conference on Circuits, Systems, Communications and Computers (CSCC 2016), July 14–17, 2016, E D P Sciences, 17 Ave Du Hoggar Parc D Activites Coutaboeuf Bp 112, F-91944 Cedex A, France, 76, UNSP 04036.

11. *Novotny J.* (2016). Technical and natural sciences teaching at engineering faculty of FPTM UJEP. Proceedings of 15th International Scientific Conference “Engineering for rural development”. Jelgava, Latvia, May 23–25, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. 15. 16–20.

12. *Pinzi S., Cubero-Atienza A.J., Dorado M.P.* (2016). Vibro-acoustic analysis procedures for the evaluation of the sound insulation characteristics of agricultural machinery. Journal of Sound and Vibration, 266 (3). 407–441.

13. *Rogovskii I. L.* (2019). Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 10(3). 181–187.

14. *Rogovskii I. L.* (2019). Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 10(4). 145–150.

15. *Rogovskii I. L.* (2020). Algorithmically determine the frequency of recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 11(1). 155–162.

16. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 18. 291-298.

17. Kalinichenko D., Rogovskii I. (2014). Decision for technical maintenance of combine harvesters in system of RCM. *MOTROL. An International Quarterly Journal on Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin. 19(3). 179-184.

18. Kalinichenko D., Rogovskii I. (2017). Modeling technology in centralized technical maintenance of combine harvesters. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. Lublin–Rzeszów. 17(3). 93-102.

19. Kalinichenko D., Rogovskii I. (2018). Method for determining time of next maintenance of combine harvesters. *TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering*. 18(1). 105-115.

20. Kalinichenko D. Yu., Rogovskii, I. L. (2017). Systems analysis and strategies for technical maintenance of combine harvesters and their parts. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. 258. 380-390.

21. Kalinichenko D. Yu., Rogovskii, I. L. (2017). Artificial cognitive systems in the processes of technical maintenance of combine harvesters. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. 262. 353-361.

22. Rogovskii I. L. (2017). Probability of preventing loss of efficiency of agricultural machinery during exploitation. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. 258. 399-407.

23. Rogovskii I. L. (2015). Metodological performance of technological operations of restoration of working capacity of agricultural machines at limited resources. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. 212(1). 314-322.

24. Rogovskii Ivan. (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. *MOTROL*. Lublin. 18(3). 155-164.

25. Rogovskii I. L. (2020). Model of stochastic process of restoration of working capacity of agricultural machine in inertial systems with delay. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 11(3). 143-150.

26. Rogovskii I. L. (2021). Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 12(1). 137-146.

27. Rogovskii I. L. (2021). Resource of removal expenses for strong agricultural period of volume of operations. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 12(2). 123-131. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.02.123>.

ВЛИЯНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ БЕЗОТКАЗНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИХ МАШИНОИСПОЛЬЗОВАНИЯ

И. Л. Роговский

Аннотация. В статье проведен анализ поддержки существующих сельскохозяйственных машин в трудоспособном состоянии, по которому следует отработать систему технического обслуживания с учетом условий реформирования аграрного сектора. Эксплуатационно-технологические и функциональные показатели определялись для прямого комбайнирования пшеницы. В данных условиях эксплуатации производительность за 1 час основного времени составила 17,6 т, что несколько меньше значение при технических условиях – не менее 18 т. Это объясняется малой урожайностью убираемой культуры. Комбайн зерноуборочный самоходный КЗС-9М устойчиво выполнял технологический процесс, о чем свидетельствует значение данного коэффициента равного 1, что также соответствует значению по техническим условиям – не менее 0,98. Все показатели качества выполнения технологического процесса: потери зерна по молотилке комбайна и по жатке, качество зерна из бункера комбайна (дробление и содержание мусорной примеси) находятся в пределах допустимых значений по техническим условиям. Так например: потери зерна по молотилке комбайна получены 1,06% (по техническим условиям не более 1,5%) и по жатке 0,24% (по техническим условиям не более 0,5%). За период наблюдений по данным комбайнов выявлено пять отказов и все они II группы сложности. Среднее количество отказов II группы сложности составило 1,7. Нарботка на отказ II группы сложности получена 307,6 часа (5006,7 тонны), что выше значения при технических условиях не менее 100 часов. За четыре сезона наблюдений за комбайнами средняя наработка получена равной 1055 часов (11387 тонны). Нарботка на отказ II группы сложности при этом за четыре года наблюдений составила 105,5 часов (по техническим условиям не менее 100 часов). Это свидетельствует о достаточной технической надежности комбайнов. Деталей (узлов), достигших предельного износа (ресурса) за четыре года наблюдений за комбайнов зерноуборочных самоходных КЗС-9М не обнаружено.

Ключевые слова: методология, коэффициент готовности, эффективность, сельскохозяйственная машина.

INFLUENCE OF OPERATING FAILURE OF AGRICULTURAL MACHINES ON EFFICIENCY OF THEIR MACHINE USE

I. L. Rogovskii

Abstract. The article analyzes the maintenance of existing agricultural machinery in working order, which should work out the maintenance system, taking into account the conditions of reforming the agricultural sector. Operational-technological and functional indicators were determined by direct combining of wheat. Under these operating conditions, the productivity for 1 hour of main time was 17.6 tons, which is slightly less than the technical

conditions - not less than 18 tons. This is due to low yields of harvested crops. Self-propelled combine KZS-9M steadily performed the technological process, as evidenced by the value of this coefficient equal to 1, which also corresponds to the value of the technical conditions - not less than 0.98. All indicators of the quality of the technological process: the loss of grain behind the combine thresher and the reaper, the quality of grain from the combine hopper (crushing and the content of impurities) are within acceptable values for technical conditions. For example: grain losses on the combine thresher were received 1.06% (according to technical conditions not more than 1.5%) and on the reaper 0.24% (according to technical conditions not more than 0.5%). During the period of observations according to the data of combines five failures were revealed and all of them of the II group of complexity. The average number of failures of group II complexity was 1.7. The operating time for failure of group II complexity was 307.6 hours (5006.7 tons), which is higher than the technical conditions of at least 100 hours. For four seasons of observations of combines, the average operating time was 1055 hours (11387 tons). Operating time for failure of the II group of complexity at the same time for four years of supervision made 105,5 hours (on technical conditions not less than 100 hours). This indicates sufficient technical reliability of combines. Details (units) that have reached the limit of wear (resource) for four years of observations of self-propelled combine harvesters KZS-9M were not found.

Key words: methodology, availability, efficiency, agricultural machine.

І. Л. Роговський ORCID 0000-0002-6957-1616.

УДК 631.1.004

ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ АНТИКОРОЗІЙНИХ МАСТИЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ В ПРОЦЕСІ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ПРИ ЗБЕРІГАННІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

І. М. Кузьмич

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: beliy1994@meta.ua.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.
Бібл. 28, рис. 2, табл. 4.

Анотація. Вирішення загальнолюдських, глобальних проблем енерго- та ресурсозбереження як у машинобудуванні, так і в агропромисловому комплексі нерозривно пов'язані з вирішенням питань захисту техніки від корозії.

Сучасна сільськогосподарська техніка, і самохідні зернозбиральні комбайни зокрема, експлуатуються періодично протягом одного або двох сезонів на рік. Більшість зернозбиральних комбайнів зберігається на відкритих майданчиках підприємств агропромислового комплексу, при цьому вона піддається агресивному впливу довкілля (коливанням температури, вологості, впливу вітру, сонячної радіації, пилу та інших). Основним видом впливу зовнішнього середовища на техніку є атмосферна корозія та викликане нею корозійне зношування матеріалів, деталей та вузлів, що призводить до її передчасних відмов. Так втомна міцність виробів із сталі при зберіганні протягом 12 місяців на відкритому майданчику знижується на 28–58%.

Для забезпечення тимчасового протикорозійного захисту зернозбиральних комбайнів застосовується велика кількість консерваційних та робітничо-консерваційних мастил. Однак невирішеність низки питань теоретичного та практичного характеру призводить до необґрунтованого застосування захисних засобів, які або не забезпечують необхідну тривалість зберігання техніки, або збільшують витрати на її консервацію. Стандартизовані методи випробувань антикорозійних мастильних матеріалів в переважній кількості мають велику кількість недоліків, найголовнішим з яких є те, що оцінка захисних властивостей проводиться в одиницях, які не дозволяють оцінити термін їхньої дії, а лише показують величину корозії металу.

Ключові слова: антикорозійність, мастильні матеріали, збереженість, ефективність, комбайн.

Постановка проблеми

На сьогоднішній день вивчено накопичений багаторічний досвід у галузі процесів корозії та захисту різної техніки та виробів від впливу

навколишнього середовища [1], а також розглянуто питання оцінки експлуатаційних властивостей антикорозійних мастильних матеріалів [2], від якості яких багато в чому залежить вирішення проблеми, що вирішується у статті [3].

В результаті вивчення раніше виконаних досліджень встановлено [4], що в 40% випадків зниження та втрата експлуатаційних якостей виробів і матеріалів автотракторної та сільськогосподарської техніки пов'язані з впливом температури навколишнього середовища [5], яка надає вирішальний вплив на швидкість перебігу процесів корозії [6], а решта кліматичних факторів лише прискорюють процес корозійних руйнувань як металів [7], і антикорозійних мастильних матеріалів [8].

У ході аналізу розроблених та стандартизованих раніше методів випробувань та дослідницьких робіт з вивчення процесів атмосферної корозії встановлено: 1) відсутність теоретичних положень, що точно описують фізико-хімічний механізм зміни антикорозійних мастильних матеріалів [9], оскільки роботи з вивчення термодинамічних аспектів цих змін не вийшли за рамки лабораторних експериментів [10] та не отримали наступні роки логічного продовження; 2) відсутність у результатах численних досліджень положень [11], що дають кількісну (математичну) модель процесу кінетики та зміни експлуатаційних властивостей антикорозійних мастильних матеріалів; 3) відсутність достатньо адекватних експериментальних методів випробування антикорозійних мастильних матеріалів [12], що призвело до малої придатності теоретичних основ та висновків, на яких базувалися раніше розроблені методи випробувань [13].

Основними загальними недоліками сучасних методів випробувань антикорозійних мастильних матеріалів є те, що вони не враховують вплив негативних температур, внаслідок чого вони мають невисоку точність та низьку адекватність даним, отриманим в умовах реальної експлуатації, а також характерна тривалість одного циклу випробувань, перевищення температури випробувань понад 60 °C та як наслідок, спотворення кінетики механізму корозійного процесу [14].

Великий внесок у вивчення та встановлення закономірностей кінетики корозії, старіння та зберігання металовиробів, прогнозування зміни експлуатаційних якостей антикорозійних мастильних матеріалів внесли праці [15].

Аналіз останніх досліджень

Математичне моделювання процесів зміни фізико-хімічних властивостей антикорозійних мастильних матеріалів при експлуатації зернозбиральних комбайнів на підставі факторного аналізу проведено ранжування факторів, що впливають на процес атмосферної корозії (при аналізі та ранжируванні фактори приводилися до нормальних умов) [16]. В результаті факторного аналізу варіацій зовнішніх (кліматичних) факторів, що впливають протягом 2020–2021 рр. та внутрішніх (якісних) факторів, які зумовлюють корозійну стійкість сталей, а саме хімічний склад сталей (S) та вміст активної речовини антикорозійних мастильних матеріалів (l), (табл. 1), проведено ранжування факторів, що впливають на систему «метал-плівка антикорозійних мастильних матеріалів» (табл. 2).

Ранжування варіацій зовнішніх (кліматичних) факторів показало [17], що при розробці теоретичної моделі процесу атмосферної корозії необхідно враховувати такі параметри [18], як температура навколишнього середовища (T), відносна вологість

повітря (φ), атмосферний тиск (P), швидкість вітру (w) та внутрішні фактори системи – властивості антикорозійних мастильних матеріалів, які можна оцінити рядом їх теплофізичних та хімічних показників [19].

Таблиця 1. Якісні фактори.

Table 1. Qualitative factors.

Експозиція	s	l
Ст. 3 + К-17	1,000	0,160
Ст. 3 + ПВК	1,000	1,000
Ст. 3 + Мовіль	1,000	0,500
Ст. 3 + Тектіл	1,000	0,420
сталь 08 + К-17	0,843	0,160
сталь 08 + ПВК	0,843	1,000
сталь 08 + Мовіль	0,843	0,500
сталь 08 + Тектіл	0,843	0,420

На підставі ранжування зовнішніх і внутрішніх факторів, що впливають на процес корозії [20], а також аналізу низки теоретичних досліджень, виконаних раніше, було встановлено, що процес корозії визначається таким показником [21], як його швидкість.

Швидкість будь-якого корозійного процесу можна визначити з рівняння:

$$V_{кр} = m/\tau, \quad \text{кг/с} \quad (1)$$

де m – маса металу прокородуваного, кг; τ – час процесу корозії, с.

Таблиця 2. Аналіз зовнішніх та якісних факторів.

Table 2. Analysis of external and qualitative factors.

Фактор	Значення	Дисперсія, %	Накопичені значення	Накопичена дисперсія, %
T , К	2,56	42,61	2,56	42,61
φ , %	1,02	16,92	3,57	59,53
P , кПа	1,00	16,67	4,57	76,20
w , м/с	1,00	16,67	5,57	92,87
s	0,31	5,19	5,88	98,06
l	0,12	1,94	6,00	100,00

Маса металу, що бере участь у процесі корозії, визначається за виразом:

$$m = \Delta h \cdot S_d \cdot \rho_m, \quad (2)$$

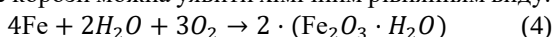
де Δh – глибина проникнення корозії у метал, м; S_d – площа поверхні деталі, м²; ρ_m – щільність продукту корозії (рівня 5240 кг/м³).

Тоді швидкість корозії дорівнюватиме:

$$V_{кр} = (\Delta h \cdot S_d \cdot \rho_m) / \tau \quad (3)$$

Для забезпечення гарантованого захисту СГТ необхідно забезпечити умови, у яких процес корозії не протікає, тобто: $\Delta h \rightarrow 0$, тоді $m \rightarrow 0$ та $V_{кр} \rightarrow 0$.

Щоб досягти в умовах зберігання техніки нульової корозії параметри, що характеризують цей процес, необхідно розглянути як хімічний процес корозії та її енергетику [22]. З термохімії знаємо, що процес корозії можна уявити хімічним рівнянням виду.



а енергетичний баланс цього хімічного процесу можна описати відповідно до термодинамічного закону збереження енергії:

$$\Delta H = \Delta G - T \cdot \Delta S,$$

$$C_p \cdot m \cdot \Delta T = -R \cdot T \cdot \ln K_p - T \cdot \Delta S \quad (5)$$

де ΔH – зміна ентальпії, у процесі корозії, Дж; ΔG – вільна енергія Гіббса, яка витрачається на корозійний процес, Дж; T – наведена температура процесу, $T=298$ К; ΔS – зміна ентропії процесу під впливом зовнішніх хімічних та фізичних впливів атмосфери, Дж/К; C_p – питома теплоємність металу, Дж/(кг·К); ΔT – зміна температури за аналізований період зберігання, $\Delta T=313-232=81$ К; R – універсальна газова стала, Дж/(моль·К); K_p – константа хімічної рівноваги процесу, моль.

Маса продукту реакції за час τ з урахуванням (2) та (5) складе:

$$\Delta h \cdot S_d \cdot \rho_{см} = \frac{T \cdot (\Delta S - R \cdot \ln K_p)}{C_p \cdot \Delta T} \quad (6)$$

З метою кількісної оцінки енергетики даного процесу величину $R \cdot \ln K_p$ визначимо для стандартної енергії Гіббса за рівнянням:

$$\Delta G_{298}^0 = -5,71 \cdot \lg K_p \quad (7)$$

За результатами розрахунків величина $R \cdot \ln K_p = 2485,8$ Дж/К і підставивши її в рівняння (6), отримаємо, що маса заліза, що прокородував, складе:

$$m = \frac{T \cdot (\Delta S - 2485,8)}{C_p \cdot \Delta T} \quad (8)$$

З формули (8) видно, що маса іржі, що утворилася, залежить від температури і величини накопиченої зміни ентропії процесу [23]. Використовуючи довідкові дані, що характеризують наведену стандартну хімічну реакцію (4) для якої $V_{kp} = 200$ мкм на рік, $\tau = 1$ рік, $S_0 = 1$ м², отримаємо:

$$\begin{aligned} h/\gamma &= \Delta S - 2485,8 \\ e\gamma &= T/\rho_m \cdot C_{pm} \cdot \Delta T \end{aligned} \quad (9)$$

Як видно з рівняння (9) щоб зменшити величину енергії корозійних руйнувань необхідно створити умови (забезпечити протикорозійний захист), за яких глибина проникнення $h=0$. З формули (9) видно, що це можливо в тому випадку, якщо $\Delta S = 2485,8$ Дж/(кг·К). Отже [24], якщо захисна плівка мастила за рік матиме накопичена зміна ентропії менша або дорівнює величині зміни ентропії системи від зовнішніх енергетичних впливів навколишнього середовища за рік (для умови відсутності корозії на металі), то метал буде захищений від корозії [25]. Виходячи з цього, можна записати умову збереження металу під шаром мастила, яке матиме вигляд:

$$\Delta S_{cm} = \Delta G,$$

$$\text{при } \Delta S_{cm} \leq \Delta S = 2485,8, \text{ Дж/(кг·К)}, \quad (10)$$

де ΔS_{cm} – зміна накопиченої ентропії мастила за період зберігання, Дж/(кг·К).

З ентропійної теорії старіння мастил, розробленої професором В.В. Салмін, уявімо, що в процесі корозії, накопичення ентропії мастилом відбувається циклічно. Представимо його у вигляді фізичної моделі, що складається з циклів, що періодично повторюються, що включають 6 ідеальних термодинамічних процесів [26]. Даний цикл представимо графічно, в T, S координатах (рис. 1) і математично залежністю виду:

$$\Delta S_{cm}(1 \text{ цикл}) = \Delta S_{1-2} + \Delta S_{2-3} + \Delta S_{3-4} + \Delta S_{4-5} + \Delta S_{5-6} + \Delta S_{6-7}, \text{ Дж/(кг·К)}. \quad (11)$$

Запропонована фізична модель складається з наступних процесів:

-процес 1-2 при $T_1 = T_2 = \text{const}$ -ізотермічний процес витримки деталей (або АММ) у нічний час. Тривалість процесу $\tau = 4$ – з 00.00 год до 4.00 год;

-процес 2-3 при $P_{2-3} = \text{const}$ - ізобарний процес нагрівання мастила. Характеризується зміною її температури, залежно від температури повітря. Тривалість $\tau = 4$ год – з 4.00 до 8.00 год;

-процес 3 - 4 за $T_3 = T_4 = \text{const}$, ізотермічний процес витримки мастила при денній температурі. Тривалість процесу $\tau = 4$ год – з 8.00 до 12.00 год;

- процес 4 - 5 при $\Delta Q = \text{const}$ -адіабатний процес охолодження мастила із денних температур до вечірніх. Тривалість процесу $\tau = 4$ год – з 12.00 до 16.00 год;

- процес 5 - 6 при $T_5 = T_6 = \text{const}$ -ізотермічний процес витримки деталей (АММ) увечері. Тривалість процесу $\tau = 4$ год. – з 16.00 до 20.00 год;

- процес 6 - 7 $\Delta Q = \text{const}$, адіабатний процес охолодження мастила з вечірніх до нічних температур. Тривалість процесу $\tau = 4$ год. – з 20.00 до 00.00 год.

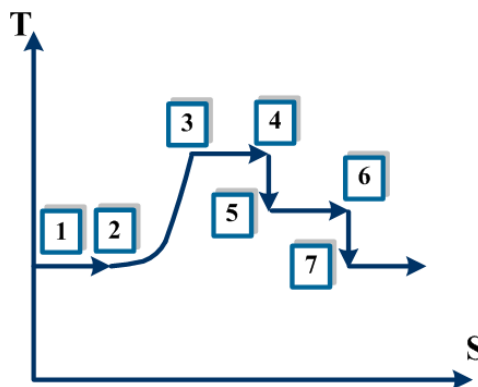


Рис. 1. Фізико-математична модель накопичення ентропії мастильних матеріалів у процесі атмосферної корозії.

Fig. 1. Physico-mathematical model of entropy accumulation of lubricants in the process of atmospheric corrosion.

Зміну ентропії у кожному з 7 процесів визначимо, як

$$\Delta S_i = \Delta Q_i / T_i, \text{ Дж/(кг·К)} \quad (12)$$

де T_i – наведена температура i -го процесу, К; ΔQ_i – теплота зовнішніх впливів у i -му процесі, що складається з теплоти хімічних реакцій Q_x та теплоти фізичних впливів Q_ϕ у i -му процесі.

Теплоту зовнішніх впливів визначаємо за такою формулою:

$$\Delta Q_i = Q_x + Q_\phi, \text{ Дж}. \quad (13)$$

Теплоту хімічних реакцій представимо як

$$Q_x = R_{cm} \cdot \Delta T_{1-2} \cdot \ln(P_1/P_2), \text{ Дж/кг}, \quad (14)$$

де R_{cm} – питома газова стала мастила, Дж/(кг·К); ΔT_i – зміна температури в i -му процесі, К; P_1 і P_2 – тиску на початку та наприкінці i -го процесу, Па.

Теплоту фізичних впливів у всіх процесах (крім 2–3) представимо як теплоту конвективного теплообміну:

$$Q_\phi = Q_{\text{кон}} = (\alpha_i / (\rho_{cm} \cdot h)) \cdot \tau_i \cdot \Delta T_i, \text{ Дж/кг}, \quad (15)$$

де α_i – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); τ_i – тривалість i -го процесу, с; ΔT_i – зміна температури у процесі, К; ρ_{cm} – щільність мастила, кг/м³; h – товщина деталі, покритої мастилом, м.

Величину теплового потоку витрачається на нагрівання мастила у процесі 2–3, визначимо із закону Стефана-Больцмана:

$$Q_\phi = Q_{\text{луч}} = \varepsilon \cdot C_0 \cdot \tau_{2-3} \cdot \frac{3600}{\rho_{cm} \cdot h} \cdot \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_3}{100} \right)^4 \right] \quad (16)$$

де ε – ступінь чорноти тіла, для змашення приймаємо $\varepsilon \approx 0,96$; C_0 – постійна Стефана-Больцмана, $C_0 = 5,67$ Вт/(м² К⁴); $S_d = F_{cm}$ – площа поверхні, покрита мастилом, м²; τ_{2-3} – час ізобарного процесу нагрівання мастила, $\tau_{2-3} = 4$ год.

При адіабатному процесі ентропія $\Delta S_{4-5} = \Delta S_{6-7} = 0$. Ентропії ізотермічних процесів ΔS_{1-2} , ΔS_{3-4} та ΔS_{5-6} визначаються аналогічно з урахуванням

змін температури, барометричного тиску, швидкості вітру та вологості, часу доби [27].

Розрахувавши для кожного циклу значення накопиченої ентропії мастила ($\Delta S_{\text{цикл}}$), і знаючи максимальну ентропію її руйнування $\Delta S_{\text{max}} = \Delta S_{\text{см}} = 2485,8$ Дж/(кг·К), за рік можна визначити гарантований час зберігання металу під шаром мастила за формулою:

$$\tau_{\text{хр}} = \beta \cdot n \cdot 24 = \frac{\Delta S_{\text{max}} \cdot \beta}{\Delta S_{\text{цикл}}} \cdot 24 \quad (17)$$

де β – коефіцієнт заданої (потрібної) тривалості зберігання, рівний відношенню кількості заданих (необхідних) місяців зберігання техніки до 12 місяців (1 рік); n – кількість циклів, які можуть витримати захисна плівка; 24 – тривалість одного циклу, год.

Таким чином, визначивши тривалість процесу гарантованого зберігання металу під шаром мастила, необхідно встановити необхідну товщину захисної плівки та масу мастила, що наноситься на поверхню металу. Для вирішення цього завдання скористаємося температурним законом Арреніуса, відповідно до якого швидкість процесу руйнування захисної плівки ($V_{\text{см}}$) дорівнюватиме:

$$V_{\text{см}} = V_0 \cdot \exp(-E_a/RT), \text{ м/с}, \quad (18)$$

де V_0 – початкова швидкість руйнування мастильного покриття, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$, визначається експериментально або розраховується за формулою $V_0 \approx a_0 \sqrt{T_0}$ тут a_0 – вільний член, $a_0 \approx 0,001$ м/(с·К), $T_0 = 273,15$ К; T – наведена температура процесу, К; R – універсальна газова стала, Дж/(моль·К); E_a – енергія активації, Дж/моль.

Прийнявши, що $E_a = T \cdot \Delta S_{\text{цикл}} \cdot \mu_{\text{см}}$, (де $\mu_{\text{см}}$ – молекулярна маса мастила, кг/моль), і припустивши, що термін зберігання деталі визначається часом роботи захисного покриття (випаровуванням активної речовини та зменшенням товщини плівки), товщину захисної плівки визначимо з величини швидкості (18) та часу процесу зберігання (17) за рівнянням виду

$$\delta_{\text{см}} = 3600 \cdot V_{\text{см}} \cdot \tau_{\text{хр}}, \text{ м}. \quad (19)$$

Як видно з формули (19), швидкість процесу в даному випадку визначає швидкість зменшення товщини плівки захисного покриття. Якщо прийняти, що енергія активації процесу – є зміна ентропії (що більша енергія руйнування, тим більше буде ентропія мастильного захисного матеріалу), то масу захисної плівки, необхідної для захисту деталі від корозії, можна розрахувати за формулою:

$$m_{\text{см}} = 3600 \cdot \tau_{\text{хр}} \cdot \rho_{\text{см}} \cdot S_d \cdot V_0 \cdot \exp\left(\frac{n \cdot \Delta S_{\text{цикл}} \cdot \mu_{\text{см}}}{R}\right) \rightarrow 0, \quad (20)$$

В умовах реального зберігання в енергетику процесу руйнування захисної плівки необхідно ввести складову механічних руйнувань від вітрового навантаження. Механічна складова визначається тиском, що створюється від одиниці вітрового навантаження, і може бути визначена за формулою

$$P = 0,5 \cdot \rho_{\text{пов.}} \cdot w_{\text{пов.}}^2, \text{ Па}. \quad (21)$$

де $\rho_{\text{пов.}}$ – щільність повітря, кг/м^3 ; $w_{\text{пов.}}$ – швидкість повітря (вітру), м/с.

Енергетику цього механічного впливу можна розрахувати із залежностей:

$$Q_{\text{мех}} = F \cdot \delta_{\text{см}} = P \cdot V_{\text{см}}, \text{ Дж}, \quad (22)$$

$$q_{\text{мех}} = \frac{0,5 \cdot \rho_{\text{пов.}} \cdot w_{\text{пов.}}^2}{\rho_{\text{см}}}, \text{ Дж/кг}, \quad (23)$$

де F – сила вітру, що діє на масляну плівку, Н; $V_{\text{см}}$ – об'єм мастила, м^3 .

Таким чином, залежність для визначення маси захисного покриття з урахуванням механічного впливу набуває вигляду:

$$m_{\text{см}} = 3600 \cdot \tau_{\text{хр}} \cdot \rho_{\text{см}} \cdot S_d \cdot V_0 \cdot \exp\left[\frac{(n \cdot T \cdot \Delta S_{\text{цикл}} + q_{\text{мех}}) \cdot \mu_{\text{см}}}{R \cdot T}\right] \rightarrow 0 \quad (24)$$

Так як добові зміни атмосферних параметрів можуть досягати значних перепадів, а сам процес розрахунку є досить трудомістким [28], то з метою його спрощення та отримання середніх, більш стабільних, значень атмосферних параметрів необхідно використовувати середньомісячні статистичні дані змін властивостей зовнішніх факторів (атмосферного тиску, температури, відносної вологості та швидкості вітру). Крім того, щоб оцінити достовірність та адекватність розроблених моделей за результатами натурного та лабораторного експериментів, при визначенні величини корозії необхідно перейти до стандартного показника корозії «К», який можна розрахувати за формулою:

$$K = \frac{1}{1000 \cdot S_d} \cdot \left[\frac{T \cdot \left(\Delta S - m_{\text{см}} \cdot \frac{\tau_{\text{хр}}}{24 \cdot \beta} \cdot \Delta S_{\text{цикл}} \right) - 2485,8}{C_p \cdot \Delta T} \right], \text{ м/м}^2. \quad (25)$$

Розроблені фізико-математичні моделі дозволяють провести імітаційне моделювання процесів, що відбуваються у шарі мастила, та з високою точністю (похибка не більше 1,5–2,5 %) визначити показник корозії «К».

Мета досліджень

Мета досліджень – забезпечення збереження зернозбиральних комбайнів шляхом підбору захисних антикорозійних матеріалів.

Результати досліджень

Для проведення експериментальних досліджень як мастил (марок-представників) було обрано: К-17, ПВК, МЛ-1 (Мовіль), МЛ-2 (Тектил-МЛ), а металу – сталі звичайної якості Ст. 3 та якісна конструкційна сталь – Сталь 08.

Для проведення прискорених лабораторних випробувань застосовувалося форсування факторів, що впливають. Це досягалося шляхом збільшення значення факторів системи, що впливають. Відповідно до існуючих прийомів форсування і на підставі аналізу, виконаного в першому та другому розділах дисертації, доцільно для прискорення процесу збільшувати значення температури та відносної вологості.

Для визначення чисельних значень величин факторів, що забезпечують форсування процесів корозії, було проведено аналіз статистичних даних щодо змін температурно-вологісного комплексу для помірної кліматичної зони з 2019 по 2021 р. на території експлуатації зернозбиральних комбайнів (Київська область). З аналізу виділено найбільш характерні режими варіацій зовнішніх (кліматичних) факторів кожному за макрокліматичного району.

Температурний режим має три найбільш характерні інтервали: негативні, середні та позитивні температури. Відносна вологість – 75,1%. Атмосферний тиск – 98,7...100,2 кПа. Сума середніх тривалостей впливу температур кожного з інтервалів становить 8760 год, або один рік. При цьому кожен із інтервалів температур впливає на зернозбиральні комбайни, що знаходяться на зберіганні, приблизно протягом 1/3 року.

Таким чином, при обґрунтуванні методики проведення лабораторного експерименту було встановлено, що найбільш раціональне моделювання режимів зберігання техніки досягається у наступній послідовності: вплив підвищеної температури ($t \leq 60^\circ\text{C}$) та вологості ($\varphi \approx 70\%$); ступінчасте зниження температури при вологості $\varphi \approx 70\%$; охолодження зразків до температури середнього інтервалу $t = 5 \dots 6^\circ\text{C}$ та вологості $\varphi \approx 70\%$; витримка зразків при негативних температурах $t = -10^\circ\text{C}$ та вологості

$\varphi \approx 70\%$. При цьому попередній контакт поверхні з 3% розчином NaCl дозволяє знизити поріг критичної вологості при проведенні лабораторних випробувань до 55%.

Враховуючи фізичну модель, що описує накопичення ентропії, та зміну експлуатаційних властивостей антикорозійних мастильних матеріалів при зберіганні зернозбиральних комбайнів, було запропоновано режими лабораторних випробувань, наведені у табл. 3. Випробування проводилися у спеціально виготовленій камері, з терморегулятором для автоматичного регулювання температури. Під час проведення випробування на дно камери в лоток заливався соляний розчин у кількості 5 л і встановлювалася потрібна методика температура. Випробування проводилося циклічно. Кількість циклів – 12 по 24 год. Цикл складався з 3 режимів (по 8 год кожен), що моделюють вплив позитивних, середніх та негативних температур.

Таблиця 3. Режими лабораторних випробувань.

Table 3. Modes of laboratory tests.

Номер режиму	Температура, $^\circ\text{C}$	Вологість, %	Тиск, кПа	Тривалість режиму, год
1	60±2	83,4±2	99,5±0,2	8
2	20±2	Не контролюється		8
3	-4±0	65,9±2	99,5±0,2	8

На підставі теоретичних та попередніх експериментальних досліджень було отримано значення накопичених ентропій, які дозволили визначити коефіцієнт прискорення корозійного процесу в системі «метал-плівка антикорозійних мастильних матеріалів», що досягається при лабораторних випробуваннях (табл. 4).

Таблиця 4. Ентропія натурних та лабораторних випробувань.

Table 4. Entropy of field and laboratory tests.

Час випробувань, міс. (цикл)	$\Delta S_{\text{нат}}$, Дж/(кг·К)	$\Delta S_{\text{лаб}}$, Дж/(кг·К)
1	26,5	23,5
2	31,4	23,5
3	26,6	23,5
4	18,6	23,5
5	16,6	23,5
6	28,0	23,5
7	8,0	23,5
8	1,4	23,5
9	7,8	23,5
10	18,1	23,5
11	3,0	23,5
12	5,7	23,5
Нагромадження	191,7	282,0

$$y = \frac{\Delta S_{\text{лаб}}}{\Delta S_{\text{нат}}}$$

Теоретичний розрахунок показує, що з проведенні випробувань очікуваний коефіцієнт прискорення для експозиції Ст. 3+К-17 складе:

$$y^{(Cm.3+K-17)} = \frac{282,0}{191,7} = 1,4.$$

При відпрацюванні режимів лабораторних випробувань антикорозійних мастильних матеріалів з метою уточнення характеру та кінетики зміни оціночних показників об'єктів дослідження було проведено натурні випробування щодо зберігання зразків на відкритому майданчику протягом 12 місяців.

Натурні випробування проводилися відповідно до ДСТУ 9.909 та 9.906. Періодичність знімів зразків була встановлена програмою випробувань після закінчення 1, 2, 4, 6, 8, 10, 11 та 12 місяців зберігання.

Чисельні значення корозії, отримані в результаті випробувань, визначені ваговим методом, оцінені по середньому арифметичному результату значень, визначених на пластинках, що паралельно випробовуються, по п.п. 1.5.10. та 1.5.11. ДСТУ 9.054. Як оцінний показник використовувався показник корозії «К», г/м².

У ході випробувань забезпечувалася така достовірність результатів:

1) Для натурального експерименту довірча ймовірність не нижче 90% за відносної помилки не більше 10%.

2) Для лабораторного експерименту довірча ймовірність 95% за відносної помилки не більше 5%.

Обробка експериментальних даних здійснювалася на персональному комп'ютері за допомогою пакету прикладних програм Statistica 16.0 та Excel 2016.

У ході аналізу отриманого експериментального матеріалу було підтверджено всі виявлені при фізичному та математичному моделюванні

закономірності зміни від часу показника корозії «К» (рис. 2).

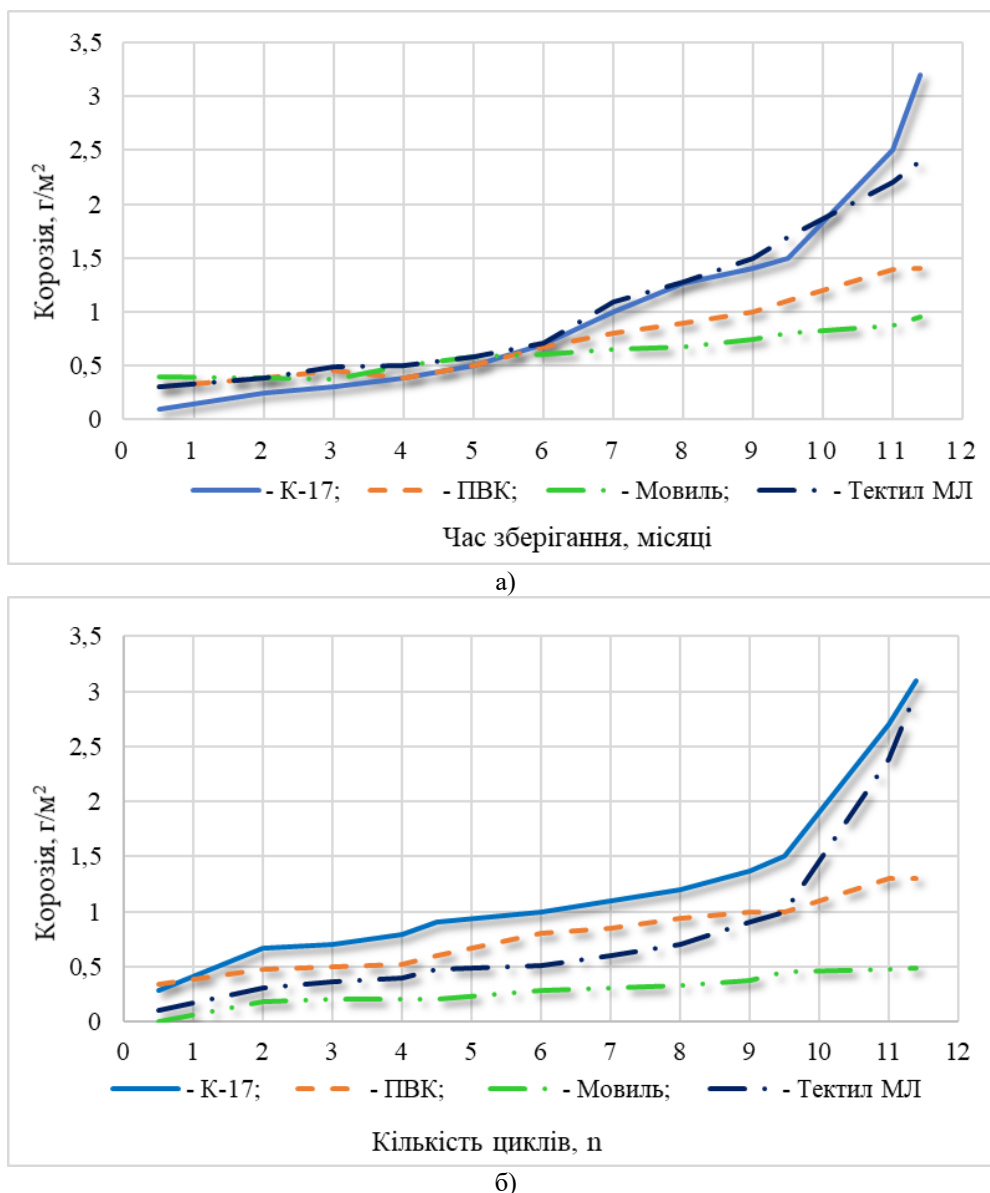


Рис. 2. Корозія сталі Ст. 3 в умовах натурного експерименту (а) та корозія Сталі 08 при лабораторних випробуваннях (б).

Fig. 2. Corrosion of steel Steel 3 in the conditions of field experiment (a) and corrosion of Steel 08 in laboratory tests (b).

Також було встановлено, що при підвищенні температури вологість повітря знижується, це призводить до уповільнення корозії, але водночас веде до висушування мастила, його розтріскування і надалі призводить до збільшення показника корозії через конденсацію вологи на металі. При негативних температурах відбувається виморожування повітря і волога випадає поверхню деталі як снігу (інею), що також значно інтенсифікує процес корозії.

Висновки

1. З аналізу літератури й у результаті ранжування чинників, які впливають процес атмосферної корозії,

встановлено, частка впливу кожного чинника має такі величини: температура T – 42,61...53,15 %; відносна вологість φ – 16,92...26,27 %; атмосферний тиск P – 14,34...16,67%; швидкість вітру w – 4,33...16,67, хімічний склад сталі s – 5,19%, вміст активної речовини антикорозійних мастильних матеріалів l – 1,94%.

2. На підставі ентропійної теорії старіння мастила розроблена фізична модель, що дозволяє: оцінити величину захисних властивостей антикорозійних мастильних матеріалів за величиною накопиченої ентропії, при цьому $\Delta S_{cm} \leq 2485,8$ Дж/(кг·К); графічно в T, S координатах уявити процес атмосферної корозії протягом доби; прогнозувати тривалість зберігання зернозбиральних комбайнів за умов атмосферної

корозії; визначати швидкість процесу корозії та необхідну товщину та масу антикорозійних мастильних матеріалів, необхідну для захисту деталей зернозбиральних комбайнів від атмосферної корозії протягом заданого терміну зберігання; виконати імітаційне моделювання процесів, що відбуваються у шарі мастила та визначити показник корозії «К» з точністю 1,5...2,5 %.

3. На підставі натурного та теоретичного експериментів було розроблено метод прискорених лабораторних випробувань антикорозійних мастильних матеріалів, що дозволяє провести фізичне моделювання процесів атмосферної корозії та оцінити їхню кінетику. Лабораторні випробування проводилися на режимах, що моделюють вплив негативних, середніх та позитивних температур. Лабораторна установка має коефіцієнт прискорення 0,5...1,4 і дозволяє з довірчою ймовірністю 0,95 та відносною помилкою 0,05 проводити оцінку експлуатаційних властивостей антикорозійних мастильних матеріалів протягом 12 циклів тривалістю 24 год.

Список літератури

1. Savickas D. Combine harvester fuel consumption and air pollution reduction. *Water, Air & Soil Pollution*. 2020. Vol. 231. P. 95. <https://doi.org/10.1007/s11270-020-4466-5>.
2. Meng A. Modeling and experiments on Galfenol energy harvester. *Acta Mechanica Sinica* 2020. <https://doi.org/10.1007/s10409-020-00943-6>.
3. Li P. Design and experimental study of broadband hybrid energy harvester with frequency-up conversion and nonlinear magnetic force. *Micro- and Nanosystems Information Storage and Processing Systems*. 2020. Issue 5. <https://doi.org/10.1007/s00542-019-04716-5>.
4. Beneš L., Novák P., Mašek J., Petrášek S. John Deere combine harvesters fuel consumption and operation costs. *Engineering for Rural Development*. 2015. Vol. 15. P. 13-17.
5. Craessaerts G., De Baerdemaeker J., Saeys W. Fault diagnostic systems for agricultural machinery. *Biosystems Engineering*. 2020. Vol. 106(1). P. 26-36.
6. Toro A., Gunnarsson C., Lundin G., Jonsson N. Cereal harvesting – strategies and costs under variable weather conditions. *Biosystems Engineering*. 2021. Vol. 111(4). P. 429-439.
7. Findura P., Turan J., Jobbágy J., Angelovič M., Ponjican O. Evaluation of work quality of the green peas harvester Ploeger EPD 490. *Research in agricultural engineering*. 2019. Vol. 59. P. 56-60.
8. Hanna H. M., Jarboe D. H. Effects of full, abbreviated, and no clean-outs on commingled grain during combine harvest. *Applied Engineering in Agriculture*. 2021. Vol. 27(5). P. 687-695.
9. Korenko M., Bujna M., Földešiová D., Dostál P., Kyselica P. Risk analysis at work in manufacturing organization. *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*. 2015. Vol. 63. P. 1493-1497.
10. Lee D. H., Kim Y. J., Choi C. H., Chung S. O., Nam Y. S., So J. H. Evaluation of operator visibility in three different cabins type Far-East combine harvesters. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2016. Vol. 9(4). P. 33-44.
11. Prístavka M., Bujna M. Use of satatical methods in quality control. *Acta Technologica Agriculturae. SUA in Nitra*. 2013. Vol. 13. P. 33-36.
12. Prístavka M., Bujna M., Korenko M. Reliability monitoring of grain harvester in operating conditions. *Journal of Central European Agriculture*. 2013. Vol. 14. P. 1436-1443.
13. Singh M., Verma A., Sharma A. Precision in grain yield monitoring technologies: a review. *AMA-Agricultural Mechanization in Asia Africa and Latin America*. 2012. Vol. 43(4). P. 50-59.
14. Žitňák M., Kollárová K., Macák M., Prístavková M., Bošanský M. Assessment of risks in the field of safety, quality and environment in post-harvest line. *Research in Agricultural Engineering*. 2015. Vol. 61. P. 26-36.
15. Žitňák M., Macák M., Korenko M. Assessment of risks in implementing automated satellite navigation systems. *Research in Agricultural Engineering*. 2014. Vol. 60. P. 16-24.
16. Viba J., Lavendelis E. Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. *Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME*, 22 April 2006. Tallinn, Estonia. P. 95-98.
17. Luo A.C.J., Guo Y. *Vibro-impact Dynamics*. Berlin: Springer-Verlag, 2013. 213 p.
18. Astashev V., Krupenin V. Efficiency of vibration machines. *Engineering for Rural Development*. 2017. Vol. 16. P. 108-113.
19. Zagurskiy O., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I. Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 2018. P. 64-74.
20. Тітова Л. Л., Ничай І. М. Методологічні положення технічного рівня використання комплексу сільськогосподарських машин. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. № 3. P. 151-162. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.151>.
21. Rogovskii I. L. Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 3. P. 181-187. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2019.03.181>.
22. Rogovskii I. L. Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 4. P. 145-150. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2019.04.145>.
23. Rogovskii I. Л. Алгоритмічність визначення періодичності відновлення працездатності сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх паливу. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 1.

P. 155-162. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.01.155>.

24. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 2019. Vol. 18. P. 291-298.

25. Rogovskii Ivan. Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. *MOTROL*. Lublin. 2016. Vol. 18. No 3. P. 155-164.

26. Роговський І. Л. Модель стохастичного процесу відновлення працездатності сільськогосподарської машини в безінерційних системах із запізненням. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 3. P. 143-150. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.143>.

27. Роговський І. Л. Моделі формування альтернатив інженерного менеджменту в методах підвищення виробництва зерна в сільськогосподарських підприємствах. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 1. P. 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.

28. Rogovskii I. L. Resource of removal expenses for strong agricultural period of volume of operations. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 2. P. 123-131. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.02.123>.

References

1. Savickas D. (2020). Combine harvester fuel consumption and air pollution reduction. *Water, Air & Soil Pollution*. 231. 95. <https://doi.org/10.1007/s11270-020-4466-5>.

2. Meng A. (2020). Modeling and experiments on Galfenol energy harvester. *Acta Mechanica. Sinica*. <https://doi.org/10.1007/s10409-020-00943-6>.

3. Li P. (2020). Design and experimental study of broadband hybrid energy harvester with frequency-up conversion and nonlinear magnetic force. *Micro- and Nanosystems Information Storage and Processing Systems*. 5. <https://doi.org/10.1007/s00542-019-04716-5>.

4. Beneš L., Novák P., Mašek J., Petrášek S. (2015). John Deere combine harvesters fuel consumption and operation costs. *Engineering for Rural Development*. 15. 13-17.

5. Craessaerts G., De Baerdemaeker J., Saeys W. (2020). Fault diagnostic systems for agricultural machinery. *Biosystems Engineering*. 106(1). 26-36.

6. Toro A., Gunnarsson C., Lundin G., Jonsson N. (2021). Cereal harvesting – strategies and costs under variable weather conditions. *Biosystems Engineering*. 111(4). 429-439.

7. Findura P., Turan J., Jobbágy J., Angelovič M., Ponjican O. (2019). Evaluation of work quality of the green peas harvester Ploeger EPD 490. *Research in agricultural engineering*. 59. 56-60.

8. Hanna H. M., Jarboe D. H. (2021). Effects of full, abbreviated, and no clean-outs on commingled grain during combine harvest. *Applied Engineering in Agriculture*. 27(5). 687-695.

9. Korenko M., Bujna M., Földešiová D., Dostál P., Kyselica P. (2015). Risk analysis at work in manufacturing organization. *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*. 63. 1493-1497.

10. Lee D. H., Kim Y. J., Choi C. H., Chung S. O., Nam Y. S., So J. H. (2016). Evaluation of operator visibility in three different cabins type Far-East combine harvesters. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 9(4). 33-44.

11. Prístavka M., Bujna M. (2013). Use of satatical methods in quality control. *Acta Technologica Agriculturae. SUA in Nitra*. 13. 33-36.

12. Prístavka M., Bujna M., Korenko M. (2013). Reliability monitoring of grain harvester in operating conditions. *Journal of Central European Agriculture*. 14. 1436-1443.

13. Singh M., Verma A., Sharma A. (2012). Precision in grain yield monitoring technologies: a review. *AMA-Agricultural Mechanization in Asia Africa and Latin America*. 43(4). 50-59.

14. Žitňák M., Kollárová K., Macák M., Prístavková M., Bošanský M. (2015). Assessment of risks in the field of safety, quality and environment in post-harvest line. *Research in Agricultural Engineering*. 61. 26-36.

15. Žitňák M., Macák M., Korenko M. (2014). Assessment of risks in implementing automated satellite navigation systems. *Research in Agricultural Engineering*. 60. 16-24.

16. Viba J., Lavendelis E. (2006). Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. *Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME*, 22 April 2006. Tallinn, Estonia. 95-98.

17. Luo A.C.J., Guo Y. (2013). *Vibro-impact Dynamics*. Berlin: Springer-Verlag. 213.

18. Astashev V., Krupenin V. (2017). Efficiency of vibration machines. *Engineering for Rural Development*. 16. 108-113.

19. Zagurskiy O., Ohiienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I. (2018). Global supply chain in context of new model of economic growth. *Conceptual bases and trends for development of social-economic processes*. Monograph. Opole. Poland, 64-74.

20. Titova L. L., Nichay I. M. (2020). Methodological provisions of technical level of use of complex of agricultural machines. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 11(3). 151-162. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.151>.

21. Rogovskii I. L. (2019). Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 10(3). 181-187. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2019.03.181>.

22. Rogovskii I. L. (2019). Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 10(4). 145-150. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2019.04.145>.

23. Rogovskii I. L. (2020). Algorithmically determine the frequency of recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 11(1). 155-162. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.01.155>.

24. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 18. 291-298.

25. Rogovskii Ivan. (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. *MOTROL*. Lublin. 18(3). 155-164.

26. Rogovskii I. L. (2020). Model of stochastic process of restoration of working capacity of agricultural machine in inertial systems with delay. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 11(3). 143-150. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.143>.

27. Rogovskii I. L. (2021). Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 12(1). 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.

28. Rogovskii I. L. (2021). Resource of removal expenses for strong agricultural period of volume of operations. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 12(2). 123-131. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.02.123>.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ СВОЙСТВА АНТИКОРРОЗИОННЫХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ПРОЦЕССЕ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ ПРИ ХРАНЕНИИ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

И. М. Кузьмич

Аннотация. Решение общечеловеческих, глобальных проблем энерго- и ресурсосбережения как в машиностроении, так и в агропромышленном комплексе неразрывно связано с решением защиты техники от коррозии.

Современная сельскохозяйственная техника и самоходные зерноуборочные комбайны в частности, эксплуатируются периодически в течение одного или двух сезонов в год. Большинство зерноуборочных комбайнов хранятся на открытых площадках предприятий агропромышленного комплекса, к тому же она подвергается агрессивному воздействию окружающей среды (колебаниям температуры, влажности, воздействию ветра, солнечной радиации, пыли и др.). Основным видом воздействия внешней среды на технику является атмосферная коррозия и вызванный ею коррозионный износ материалов, деталей и узлов, что приводит к ее преждевременным отказам. Так усталостная крепость изделий из стали при хранении в течение 12 месяцев на открытой площадке снижается на 28–58%.

Для обеспечения временной противокоррозионной защиты зерноуборочных комбайнов используется большое количество консервационных и рабоче-консервационных масел.

Однако нерешенность ряда вопросов теоретического и практического характера приводит к необоснованному применению защитных средств, которые либо не обеспечивают необходимую длительность хранения техники, либо увеличивают расходы на ее консервацию. Стандартизированные методы испытаний антикоррозионных смазочных материалов в подавляющем количестве имеют большое количество недостатков, главным из которых является то, что оценка защитных свойств производится в единицах, не позволяющих оценить срок их действия, а лишь показывающих величину коррозии металла.

Ключевые слова: антикоррозионность, смазочные материалы, сохранность, эффективность, комбайн.

OPERATIONAL PROPERTIES OF ANTICORROSIVE LUBRICANTS IN PROCESS OF MAINTENANCE DURING STORAGE OF COMBINE HARVESTERS

I. M. Kuzmich

Abstract. The solution of universal, global problems of energy and resource conservation in both mechanical engineering and agro-industrial complex are inextricably linked with the solution of issues of protection of machinery from corrosion.

Modern agricultural machinery, and self-propelled combine harvesters in particular, are operated periodically for one or two seasons a year. Most combine harvesters are stored in the open areas of agro-industrial enterprises, and it is exposed to aggressive environmental influences (fluctuations in temperature, humidity, wind, solar radiation, dust and others). The main type of environmental impact on the equipment is atmospheric corrosion and the corrosion wear caused by materials, parts and components, which leads to its premature failure. Thus, the fatigue strength of steel products when stored for 12 months in the open reduces by 28–58%.

To ensure temporary corrosion protection of combine harvesters, a large number of conservation and working-conservation oils are used. However, the unresolved number of issues of theoretical and practical nature leads to the unjustified use of protective equipment, which either does not provide the required duration of storage of equipment, or increase the cost of its preservation. Standardized methods of testing anti-corrosion lubricants in the vast majority have a number of disadvantages, the most important of which is that the evaluation of protective properties is carried out in units that do not allow to estimate their service life, but only show the corrosion of the metal.

Key words: anticorrosiveness, lubricants, safety, efficiency, combine.

I. M. Кузьмич ORCID 0000-0003-1718-6123.

УДК 631.1.004

АНАЛІТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ ОЦІНЮВАННЯ КОЕФІЦІЄНТА ГОТОВНОСТІ САМОХІДНИХ ОБПРИСКУВАЧІВ ЗА РЕЖИМІВ ТЕХНІЧНОГО КОНТРОЛЮ

І. С. Любченко

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: lub4enko.ira@gmail.com.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.
Бібл. 28, рис. 9, табл. 1.

Анотація. Основним показником, що використовується для дослідження надійності є коефіцієнт готовності, під яким розуміється ймовірність того, що самохідний обприскувач опиниться у працездатному стані у довільний момент часу, крім запланованих періодів, протягом яких застосування самохідних обприскувачів за призначенням не передбачається. Виведення аналітичного виразу для коефіцієнта готовності K_g – досить трудомістка операція. Трудомісткість зростає з ускладненням графа, тобто при прагненні врахувати більше технічних станів, чинників, які впливають на процес технічного контролю самохідних обприскувачів. У зв'язку з цим розв'язання задачі такого плану доцільно проводити за допомогою імітаційної моделі. За допомогою інструменту моделювання Stateflow програмного пакету Matlab розроблено модель, яка дозволяє моделювати дискретно-подійні моделі. Модель самохідних обприскувачів серед Stateflow для оцінювання коефіцієнта готовності під час проведення технічного контролю за програмами. Результатами імітаційного моделювання є значення коефіцієнта готовності при різних програмах технічного контролю – $K_{g1}=0,88$ і $K_{g2}=0,90$, що дозволяє зробити висновки про вплив програми технічного контролю самохідних обприскувачів на значення коефіцієнта готовності. Ймовірності помилок при цьому варіювалися в межах від 0 до 1 і належали рівними: $\alpha_1 = \alpha_2$ та $\beta_1 = \beta_2$, що цілком обґрунтовано у випадках, коли технічний контроль відрізняється лише місцем вимірювання параметру технічного стану, а засоби вимірювання при цьому однакові. Авторкою встановлено, що коефіцієнт готовності чутливий до помилки другого роду в даному випадку. Шляхи подальших досліджень зустрічаються у дослідженні інших програм технічного контролю самохідних обприскувачів, у яких коефіцієнт готовності чутливий до ймовірності помилок першого роду.

Ключові слова: імітаційна модель, коефіцієнт готовності, самохідний обприскувач, технічний контроль.

Постановка проблеми

Правильне оцінювання показників надійності одна із основних чинників підвищення ефективності експлуатації складних технічних систем [1], якими є самохідні обприскувачі [2]. Основним показником, що використовується для дослідження надійності є коефіцієнт готовності [3], під яким розуміється ймовірність того, що самохідний обприскувач опиниться у працездатному стані у довільний момент часу [4], крім запланованих періодів [5], протягом яких застосування самохідних обприскувачів за призначенням не передбачається [6]. В даний час для розрахунку коефіцієнта готовності використовуються показники, що характеризують безвідмовність самохідних обприскувачів (інтенсивність відмов, середній час безвідмовної роботи) [7] та показники, що характеризують систему відновлення працездатності самохідних обприскувачів (інтенсивність та середній час відновлення) [8].

Середній час відновлення включає час діагностування і час виконання робіт з відновлення працездатності самохідних обприскувачів (наприклад, час заміни несправного механізму, час перемикавання на резервний комплект) [9]. При обчисленні коефіцієнта готовності не враховуються помилки технічного контролю [10], які можуть суттєво вплинути на коефіцієнт готовності самохідних обприскувачів [11]. Наприклад, при неправильному визначенні несправного механізму виконується комплекс робіт із заміни несправного механізму на справний [12], при цьому самохідний обприскувач так і залишиться несправною [13].

Аналіз останніх досліджень

У роботах [14, 15] розглянуто вплив помилок технічного контролю на коефіцієнт готовності із застосуванням марківської моделі. У розвиток цього підходу в цій статті пропонується нова імітаційна модель, що дозволяє оцінити вплив на коефіцієнт готовності самохідних обприскувачів наступних факторів:

- програми технічного контролю [16];
- інтервалів часу між циклами виконання програми технічного контролю [17];
- характеристик перевірок, що входять до програми технічного контролю (тривалості перевірок, помилок першого і другого роду) [18].

Сучасні самохідні обприскувачі, як правило, є системами управління і включають три основні компоненти: об'єкт управління [19], керуючий орган [20] і систему зворотного зв'язку [21].

Об'єкт управління є технічною системою, яка може бути у працездатному чи одному з непрацездатних станів [22]. У межах дослідження не розглядаються самоусуваючі відмови, отже, об'єкт управління може перейти з працездатного в один із непрацездатних станів із заданою інтенсивністю [23].

Керуючий орган призначений для формування та видачі керуючих впливів на об'єкт управління відповідно до цільового призначення самохідних обприскувачів [24]. У завдання об'єкту управління також належить відновлення працездатності об'єкту управління у разі виникнення відмов [25].

Система зворотний зв'язок у частині, що стосується забезпечення надійності самохідних обприскувачів, виконує функції контролю та діагностування об'єкту управління [26]. У її завдання входить визначення факту відмови об'єкту управління (контроль) та місця відмови (діагностування) [27]. Процес технічного контролю характеризується послідовністю перевірок (програмою технічного контролю) та параметрами перевірок: тривалістю, помилками першого та другого роду [28]. Проблемі побудови оптимальних за різними показниками (достовірності, тривалості, інформативності) програм технічного контролю присвячено безліч наукових праць [4-11], тому в рамках цієї статті програма технічного контролю належить побудованій по одному з відомих алгоритмів.

Мета досліджень

Мета досліджень – виконати опис аналітичних положень оцінювання коефіцієнта готовності самохідних обприскувачів за режимів технічного контролю.

Результати досліджень

Слід зазначити, що математичні моделі всіх компонентів самохідних обприскувачів в озвученій постановці досить добре вивчені. У межах дослідження поставлено завдання оцінювання коефіцієнта готовності самохідних обприскувачів за наявності системи технічного контролю, що функціонує за заданою програмою. Таким чином, можна здійснити математичну постановку задачі.

Дано. Модель об'єкта технічного контролю M_{otk} :

$$M_{otk} = \langle S, L, \hat{L}, T, A, B, L^o, \Lambda, C, T_{tk}, \chi \rangle,$$

де $S = \{S_i | i = \overline{0, n}\}$ – множина технічних станів самохідних обприскувачів S_0 – працездатний стан, $S_1, \dots, S_n$ – непрацездатний стан, який обумовлений

єдиничними відмовами функціонування механізмів самохідних обприскувачів з глибиною до яких здійснюється технічний контроль параметрів технічного стану;

$L = \{l_j | j = \overline{1, m}\}$ – множина операцій технічного контролю параметрів технічного стану самохідних обприскувачів;

$\hat{L} = \{\hat{l}_{ij} | i = \overline{0, n}; j = \overline{1, m}\}$ – множина модельних вихідних операцій технічного контролю параметрів технічного стану самохідних обприскувачів «0» – «не норма», «1» – «норма»;

$T = \{t_o | j = \overline{1, m}\}$ – множина тривалості операцій технічного контролю параметрів технічного стану самохідних обприскувачів;

$A = \{a_o | j = \overline{1, m}\}$ – множина ймовірності помилок першого роду операцій технічного контролю параметрів технічного стану самохідних обприскувачів;

$B = \{b_o | j = \overline{1, m}\}$ – множина ймовірності помилок другого роду операцій технічного контролю параметрів технічного стану самохідних обприскувачів;

$L^o = \{l_i^o | i = \overline{0, n}\}$ – множина апіорних ймовірностей працездатних видів технічного стану в початковий момент часу $\tau = 0$;

$\Lambda = \{\lambda_i | i = \overline{0, n}\}$ – множина інтенсивностей переходів із стану S_0 в стан S_i (інтенсивності відмов);

$C = \{c_i | i = \overline{0, n}\}$ – множина інтенсивностей переходів із стану S_i в стан S_0 (інтенсивності відновлень);

T_{tk} – інтервал часу між циклами технічного контролю параметрів технічного стану самохідних обприскувачів (періодичність);

$\chi: S \cdot L \rightarrow \hat{L}$ – відображення, яке встановлює у відповідність технічному контролю l_j його завершення, якщо самохідний обприскувач перебуває в стані S_i

Дано. Модель програми технічного контролю M_{ptk} :

$$M_{ptk} = \langle M_{otk}, \Omega, G, \Psi \rangle,$$

де Ω – множина інформаційних станів програми технічного контролю, яка є підмножиною контрольованих технічних станів, в одному з яких може знаходитись самохідний обприскувач в поточній фазі процесу технічного контролю:

$$\Omega = \{\omega_o | \omega_o \subseteq S\}; o = \overline{1, O}, O = \sum_{k=1}^{m+1} O_{n+1}^k = 2^{n+1} - 1$$

G – матриця переходів між інформаційних станів програми технічного контролю:

$$G = \{\langle \omega_o, \omega_k \rangle | \varphi(\omega_o, \omega_k)\}$$

$\varphi(\omega_o, \omega_k) = 1$, якщо процес технічного контролю може перейти із ω_o в ω_k , $\varphi(\omega_o, \omega_k) = 0$ в протилежному випадку:

$$\Psi: G \rightarrow L \cdot \hat{L}$$

Необхідно оцінити вплив програми технічного контролю на коефіцієнт готовності самохідного обприскувача:

$$K_g = P(S).$$

Модель процесу відмов і відновлення самохідних обприскувачів, як правило, представляється в формі

марківського процесу, граф стану якого представлено на рис. 1а. Дана модель дозволяє визначити коефіцієнт готовності самохідного обприскувача, але не враховує характеристики процесу технічного контролю. Для їх обліку в процесі відновлення введено додатковий стан S_d , яким позначається режим технічного контролю (рис. 1б). Інтенсивність переходів в стан S_d зворотно пропорційна інтервалу між циклами технічного контролю T_{tk} , тобто періодичності. Із стану S_d процес технічного контролю може перейти в стан S_0 при коректному результаті технічного контролю параметра технічного стану і зворотно в поточний технічний стан

$\{S_i \mid i = \overline{1, n}\}$ у випадку помилки технічного контролю. Очевидно, що розглянутий процес не є марківський, так як перехід із стану S_d в стану S_i залежить від попереднього стану.

Ця модель дозволяє враховувати загальну достовірність технічного контролю, проте за її допомогою неможливо оцінити вплив характеристик окремої перевірки на коефіцієнт готовності. Для цього замінимо кожен стан S_d/S_i графом, що задає програму технічного контролю (рис. 2), в якому визначимо ймовірності помилок технічного контролю за наступним правилом (1).

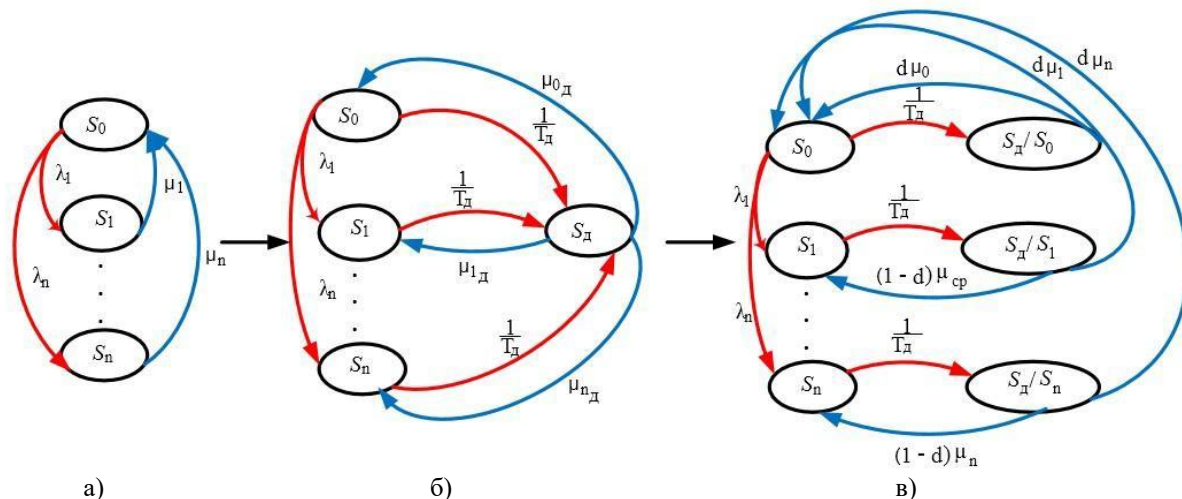


Рис. 1. Модель процесу відмов та відновлення самохідних обприскувачів.

Fig. 1. Model of the process of failure and recovery of self-propelled sprayers.

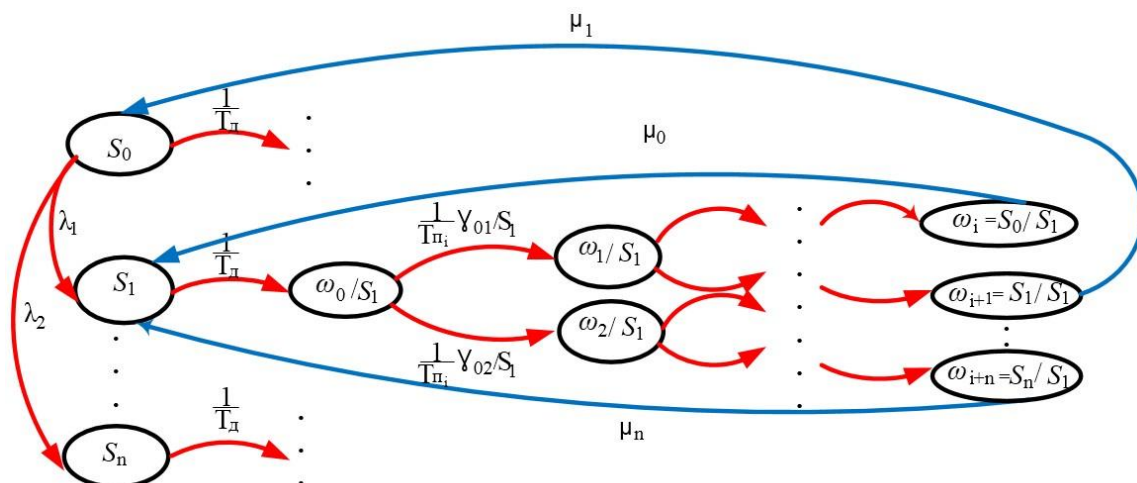


Рис. 2. Фрагмент графа, що задає програму технічного контролю самохідних обприскувачів.

Fig. 2. Fragment of the graph specifying the program of technical control of self-propelled sprayers.

$$\frac{\gamma_{ok}}{S_i} = \begin{cases} 1 - a_j, \text{ якщо } [\Psi(\langle \omega_o, \omega_k \rangle) = \langle \pi_j, 1 \rangle] \wedge (\chi\{S_i, \pi_j\} = 1) \\ a_j, \text{ якщо } [\Psi(\langle \omega_o, \omega_k \rangle) = \langle \pi_j, 0 \rangle] \wedge (\chi\{S_i, \pi_j\} = 1) \\ 1 - \beta_j, \text{ якщо } [\Psi(\langle \omega_o, \omega_k \rangle) = \langle \pi_j, 0 \rangle] \wedge (\chi\{S_i, \pi_j\} = 0) \\ \beta_j, \text{ якщо } [\Psi(\langle \omega_o, \omega_k \rangle) = \langle \pi_j, 1 \rangle] \wedge (\chi\{S_i, \pi_j\} = 0) \end{cases} \quad (1)$$

Імітаційна модель визначення коефіцієнта готовності самохідних обприскувачів. Нехай об'єкт технічного контролю складається із двох блоків (рис. 3).

Імітаційну модель коефіцієнта готовності самохідних обприскувачів можна у формі таблиці 1. За вихідними даними моделі побудуємо програму технічного контролю самохідних обприскувачів:

Для виведення аналітичної залежності коефіцієнта готовності від показників технічного контролю самохідних обприскувачів, реалізуємо програму технічного контролю самохідних обприскувачів (рис. 4а) як марківської моделі, представленої рис. 5.

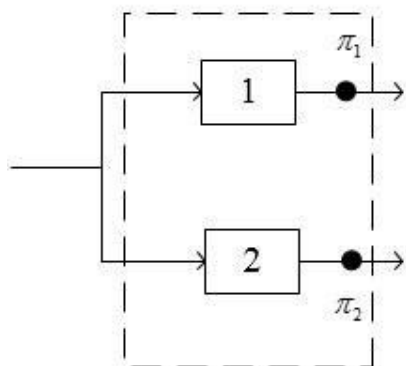


Рис. 3. Об'єкт технічного контролю.
Fig. 3. Object of technical control.

Таблиця 1. Загальний вид імітаційної моделі.
Table 1. General view of the simulation model.

S_i	π_1	π_2	L^o	Λ	C
S_0	1	1	L_0^o		
S_1	0	0	L_1^o	λ_1	μ_1
S_2	0	1	L_2^o	λ_2	μ_2
A	a_1	a_2			
B	β_1	β_2			

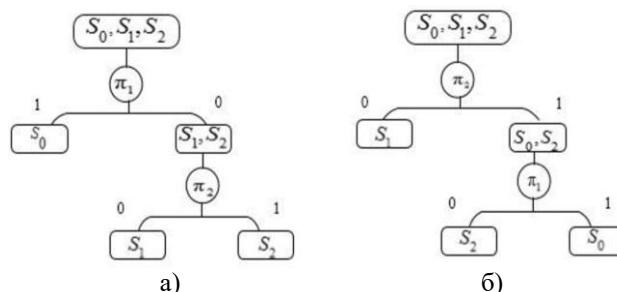


Рис. 4. Програми технічного контролю з різною послідовністю операцій.

Fig. 4. Technical control programs with different sequence of operations.

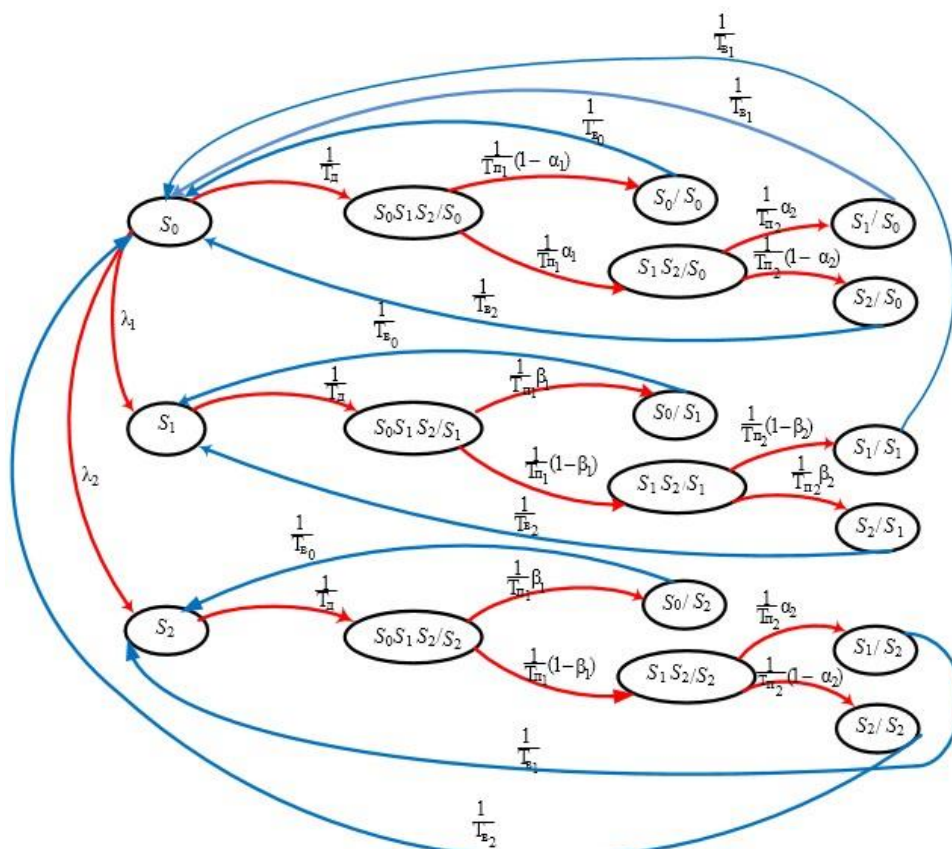


Рис. 5. Модель марківського процесу для програми технічного контролю самохідних обприскувачів.
Fig. 5. Markov process model for the program of technical control of self-propelled sprayers.

На рис. 5 прийняті наступні позначення:

$S_0S_1S_2/S_0$ – режим технічного контролю самохідних обприскувачів для стану S_0 ;
 $S_0S_1S_2/S_1$ – режим технічного контролю самохідних обприскувачів для стану S_1 ;
 $S_0S_1S_2/S_2$ – режим технічного контролю самохідних обприскувачів для стану S_2 ;

S_0/S_0 – фіксація працездатного стану самохідних обприскувачів для стану S_0 , при якому обприскувач дійсно працездатний;

S_1S_2/S_0 – фіксація непрацездатного стану самохідних обприскувачів для стану S_1S_2 , при якому обприскувач ще знаходиться в працездатному стані;

S_1/S_0 – фіксація непрацездатного стану самохідних обприскувачів для стану S_1 , при якому обприскувач ще знаходиться в працездатному стані;

S_2/S_0 – фіксація непрацездатного стану самохідних обприскувачів для стану S_2 , при якому обприскувач ще знаходиться в працездатному стані;

$T_{в0}$ – середній час відновлення для тих станів, в яких зафіксовано стан S_0 ;

$T_{в1}$ – середній час відновлення для тих станів, в яких зафіксовано стан S_1 ;

$T_{в2}$ – середній час відновлення для тих станів, в яких зафіксовано стан S_2 ;

τ_1 – тривалість операцій технічного контролю π_1 ;

τ_2 – тривалість операцій технічного контролю π_2 ;

T_d – інтервал часу між циклами технічного контролю;

a_1, a_2 – ймовірність похибок першого роду для перевірок π_1 і π_2 ;

β_1, β_2 – ймовірність похибок другого роду для перевірок π_1 і π_2 .

Модель, що представлена рис. 5, проти раніше відомих має такі переваги:

- можливість розгляду розширеного складу технічних станів;

- можливість урахування помилок α та β для всіх перевірок.

Виведення аналітичного виразу для коефіцієнта готовності K_g – досить трудомістка операція. Трудомісткість зростає з ускладненням графа, тобто при прагненні врахувати більше технічних станів, чинників, які впливають процес технічного контролю самохідних обприскувачів. У зв'язку з цим розв'язання задачі такого плану доцільно проводити за допомогою імітаційної моделі.

Імітаційна модель оцінювання коефіцієнта готовності складної технічної системи для програми технічного контролю самохідних обприскувачів з урахуванням показників технічного контролю.

За допомогою інструменту моделювання Stateflow програмного пакету Matlab розроблено модель, яка дозволяє моделювати дискретно-подійні моделі. Модель самохідних обприскувачів серед Stateflow для оцінювання коефіцієнта готовності під час проведення технічного контролю за програмою №1 (рис. 4a) представлено рис. 6, та її докладний опис – рис. 7.

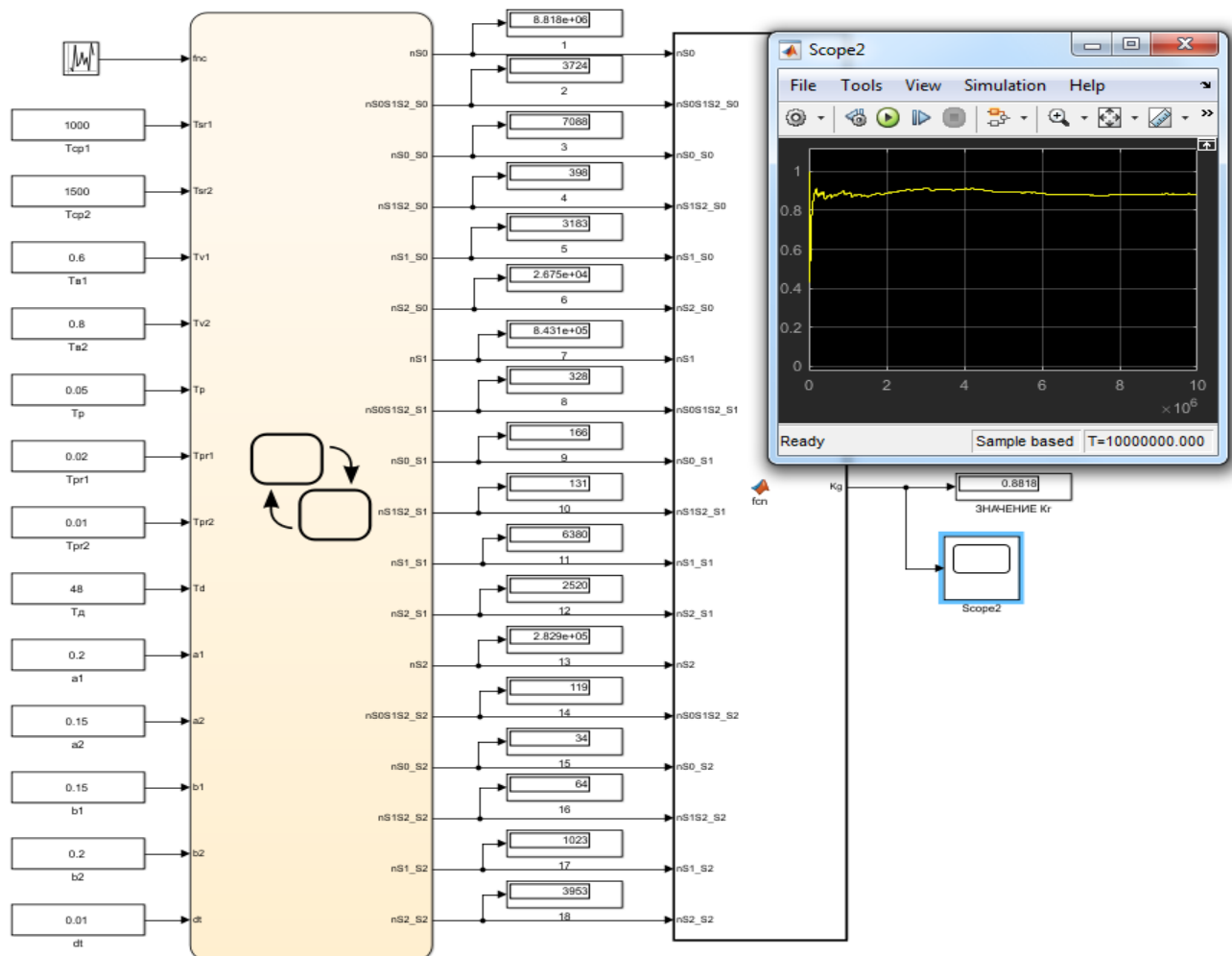


Рис. 6. Модель самохідних обприскувачів серед Stateflow для оцінювання коефіцієнта готовності під час проведення технічного контролю за програмою №1 (рис. 4a).

Fig. 6. Model of self-propelled sprayers among Stateflow to assess the coefficient of readiness during the technical control of the program №1 (Fig. 4a).

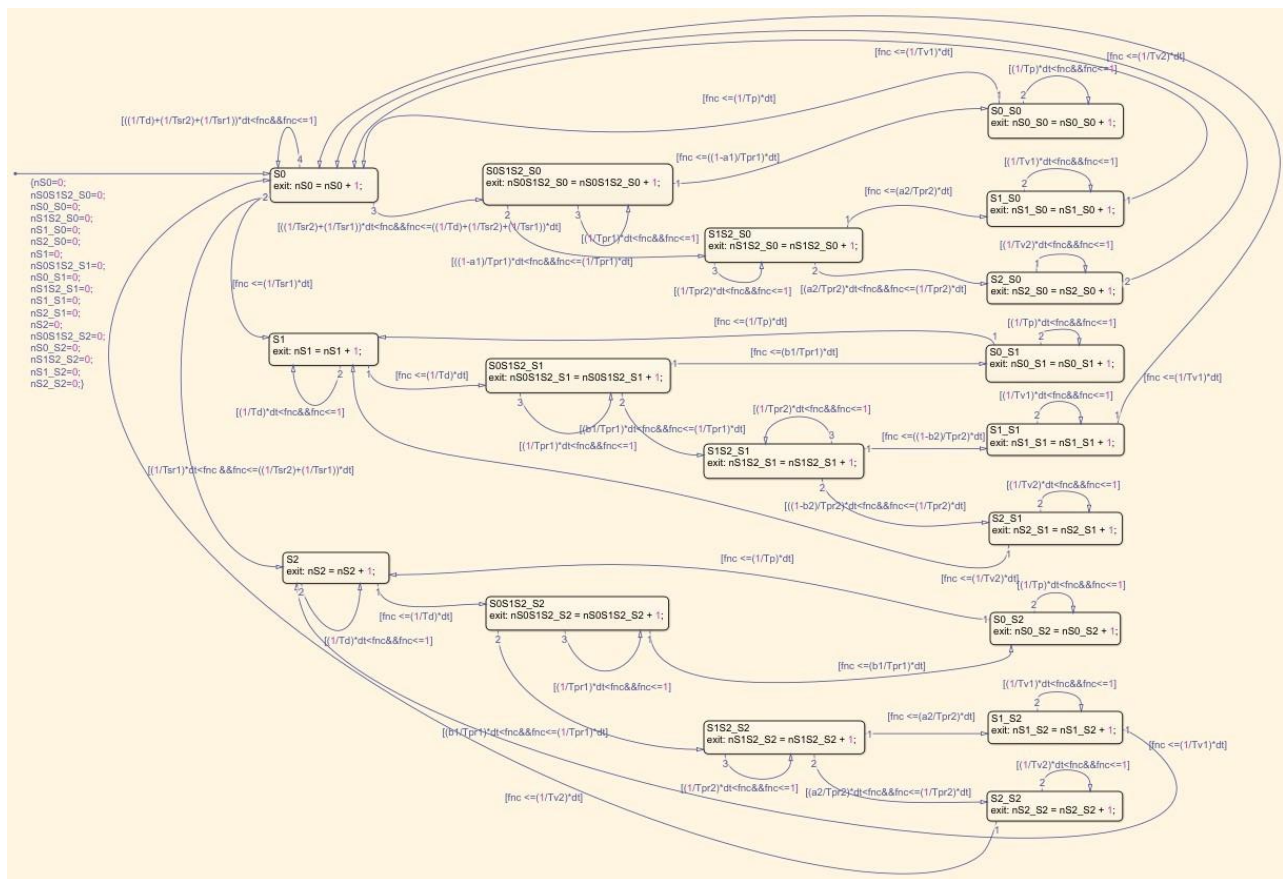


Рис. 7. Модель самохідних обприскувачів серед Stateflow для оцінювання коефіцієнта готовності під час проведення технічного контролю за програмою №2 (рис. 4б).

Fig. 7. Model of self-propelled sprayers among Stateflow to assess the coefficient of readiness during the technical control of the program №2 (Fig. 4b).

Вихідними даними для імітаційного модулювання були: $T_{cp1}=1000$ год, $T_{cp2}=1500$ год, $T_{b1}=0,6$ год, $T_{b2}=0,8$ год, $T_n=0,05$ год, $\tau_1=0,02$ год, $\tau_2=0,01$ год, $T_d=48$ год, $\alpha_1=0,2$, $\alpha_2=0,15$, $\beta_1=0,15$, $\beta_2=0,2$, де T_{cp1} , T_{cp2} – середня тривалість безвідмовної роботи самохідного обприскувача першого і другого його механізму.

Для програми технічного контролю самохідних обприскувачів, зображеної на рис. 4б, модель самохідних обприскувачів будується аналогічно, відмінністю буде інший набір станів, оскільки різний порядок операцій технічного контролю.

Результатами імітаційного моделювання є значення коефіцієнта готовності при різних програмах технічного контролю – $K_{g1}=0,88$ і $K_{g2}=0,90$, що дозволяє зробити висновки про вплив програми технічного контролю самохідних обприскувачів на значення коефіцієнта готовності.

На рис. 8 представлена залежність коефіцієнта готовності від періодичності технічного контролю за різних програм технічного контролю самохідних обприскувачів.

На рис. 9 представлені графіки залежності коефіцієнта готовності від ймовірностей помилок першого та другого роду. Ймовірності помилок при цьому варіювалися в межах від 0 до 1 і належали рівними: $\alpha_1 = \alpha_2$ та $\beta_1 = \beta_2$, що цілком обґрунтовано у випадках, коли технічний контроль відрізняється лише місцем вимірювання параметру технічного стану, а засоби вимірювання при цьому однакові.

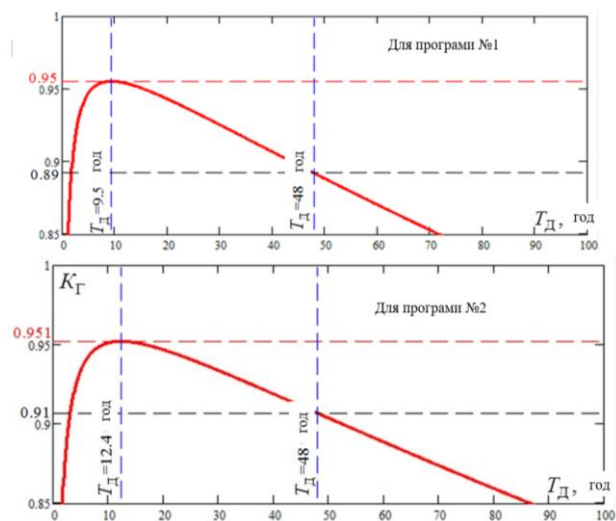


Рис. 8. Залежності коефіцієнта готовності від періодичності технічного контролю самохідних обприскувачів за різних програм.

Fig. 8. Dependencies of the readiness factor on the periodicity of technical control of self-propelled sprayers for different programs.

З рис. 9 видно, що коефіцієнт готовності чутливий до помилки другого роду в даному випадку. Шляхи подальших досліджень зустрічаються у дослідженні інших програм технічного контролю самохідних обприскувачів, у яких коефіцієнт готовності чутливий

до ймовірності помилок першого роду.

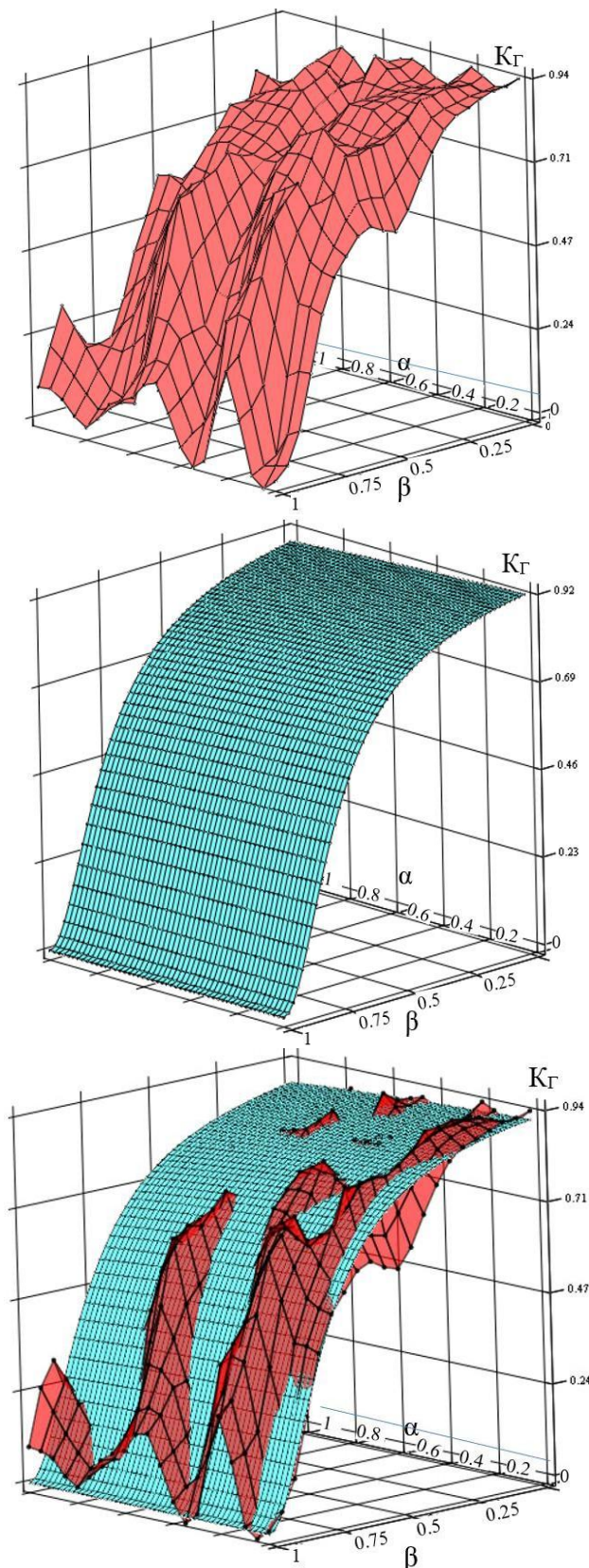


Рис. 9. Залежності коефіцієнта готовності від ймовірностей помилок технічного контролю, отримані в результаті імітаційного моделювання та аналітичним способом.

Fig. 9. Dependences of the readiness factor on the probabilities of technical control errors obtained as a result of simulation and analytical methods.

Отримані результати дозволяють зробити висновок про необхідність обліку впливу характеристик і показників технічного контролю самохідних обприскувачів на коефіцієнт готовності самохідних обприскувачів. Розроблені моделі можуть бути використані для визначення орієнтовних значень періодичності технічного контролю самохідних обприскувачів, а також для формування послідовності та складу перевірок з метою підвищення коефіцієнта готовності самохідних обприскувачів.

Подальші дослідження можуть бути пов'язані з розширенням складу технічних станів та перевірок ознак втрати працездатності самохідних обприскувачів.

Висновки

1. Виведення аналітичного виразу для коефіцієнта готовності самохідних обприскувачів K_g – досить трудомістка операція. Трудомісткість зростає з ускладненням графа, тобто при прагненні врахувати більше технічних станів, чинників, які впливають процес технічного контролю самохідних обприскувачів. У зв'язку з цим розв'язання задачі такого плану доцільно проводити за допомогою імітаційної моделі. За допомогою інструменту моделювання Stateflow програмного пакету Matlab розроблено модель, яка дозволяє моделювати дискретно-подійні моделі.

2. Результатами імітаційного моделювання є значення коефіцієнта готовності при різних програмах технічного контролю – $K_{g1}=0,88$ і $K_{g2}=0,90$, що дозволяє зробити висновки про вплив програми технічного контролю самохідних обприскувачів на значення коефіцієнта готовності.

3. Імовірності помилок варіювалися в межах від 0 до 1 і належали рівним: $a_1 = a_2$ та $\beta_1 = \beta_2$, що цілком обґрунтовано у випадках, коли технічний контроль самохідних обприскувачів відрізняється лише місцем вимірювання параметру технічного стану, а засоби вимірювання при цьому однакові.

Список літератури

1. Savickas D. Self-propelled sprayers fuel consumption and air pollution reduction. Water, Air & Soil Pollution. 2020. Vol. 231. P. 95. <https://doi.org/10.1007/s11270-020-4466-5>.
2. Meng A. Modeling and experiments on Galfenol energy self-propelled sprayers. Acta Mechanica. Sinica 2020. <https://doi.org/10.1007/s10409-020-00943-6>.
3. Li P. Design and experimental study of broadband hybrid energy self-propelled sprayers with frequency-up conversion and nonlinear magnetic force. Micro- and Nanosystems Information Storage and Processing Systems. 2020. Issue 5. <https://doi.org/10.1007/s00542-019-04716-5>.
4. Beneš L., Novák P., Mašek J., Petrášek S. John Deere self-propelled sprayers fuel consumption and operation costs. Engineering for Rural Development. 2015. Vol. 15. P. 13-17.

5. Craessaerts G., De Baerdemaeker J., Saeys W. Fault diagnostic systems for agricultural machinery. *Biosystems Engineering*. 2020. Vol. 106(1). P. 26-36.
6. Toro A., Gunnarsson C., Lundin G., Jonsson N. Cereal harvesting – strategies and costs under variable weather conditions. *Biosystems Engineering*. 2021. Vol. 111(4). P. 429-439.
7. Findura P., Turan J., Jobbágy J., Angelović M., Ponjican O. Evaluation of work quality of the green peas self-propelled sprayers. *Research in agricultural engineering*. 2019. Vol. 59. P. 56-60.
8. Hanna H. M., Jarboe D. H. Effects of full, abbreviated, and no clean-outs on commingled grain during self-propelled sprayers. *Applied Engineering in Agriculture*. 2021. Vol. 27(5). P. 687-695.
9. Korenko M., Bujna M., Földešiová D., Dostál P., Kyselica P. Risk analysis at work in manufacturing organization. *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*. 2015. Vol. 63. P. 1493-1497.
10. Lee D. H., Kim Y. J., Choi C. H., Chung S. O., Nam Y. S., So J. H. Evaluation of operator visibility in three different cabins type Far-East self-propelled sprayers. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 2016. Vol. 9(4). P. 33-44.
11. Prístavka M., Bujna M. Use of satatical methods in quality control. *Acta Technologica Agriculturae*. SUA in Nitra. 2013. Vol. 13. P. 33-36.
12. Prístavka M., Bujna M., Korenko M. Reliability monitoring of self-propelled sprayers in operating conditions. *Journal of Central European Agriculture*. 2013. Vol. 14. P. 1436-1443.
13. Singh M., Verma A., Sharma A. Precision in grain yield monitoring technologies: a review. *AMA-Agricultural Mechanization in Asia Africa and Latin America*. 2012. Vol. 43(4). P. 50-59.
14. Žitňák M., Kollárová K., Macák M., Prístavková M., Bošanský M. Assessment of risks in the field of safety, quality and environment in post-harvest line. *Research in Agricultural Engineering*. 2015. Vol. 61. P. 26-36.
15. Žitňák M., Macák M., Korenko M. Assessment of risks in implementing automated satellite navigation systems. *Research in Agricultural Engineering*. 2014. Vol. 60. P. 16-24.
16. Viba J., Lavendelis E. Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. *Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME*, 22 April 2006. Tallinn, Estonia. P. 95-98.
17. Luo A.C.J., Guo Y. *Vibro-impact Dynamics*. Berlin: Springer-Verlag, 2013. 213 p.
18. Astashev V., Krupenin V. Efficiency of vibration machines. *Engineering for Rural Development*. 2017. Vol. 16. P. 108-113.
19. Zagurskiy O., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I. Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 2018. P. 64-74.
20. Тітова Л. Л., Нучай І. М. Методологічні положення технічного рівня використання комплексу сільськогосподарських машин. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. № 3. P. 151-162. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.151>.
21. Rogovskii I. L. Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 3. P. 181-187. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2019.03.181>.
22. Rogovskii I. L. Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2019. Vol. 10. No 4. P. 145-150. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2019.04.145>.
23. Роговський І. Л. Алгоритмічність визначення періодичності відновлення працездатності сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх ресурсу. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 1. P. 155-162. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.01.155>.
24. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 2019. Vol. 18. P. 291-298.
25. Rogovskii Ivan. Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. *MOTROL*. Lublin. 2016. Vol. 18. No 3. P. 155-164.
26. Роговський І. Л. Модель стохастичного процесу відновлення працездатності сільськогосподарської машини в безінерційних системах із запізненням. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 3. P. 143-150. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.143>.
27. Роговський І. Л. Моделі формування альтернатив інженерного менеджменту в методах підвищення виробництва зерна в сільськогосподарських підприємствах. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 1. P. 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.
28. Rogovskii I. L. Resource of removal expenses for strong agricultural period of volume of operations. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2021. Vol. 12. No 2. P. 123-131. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.02.123>.

References

1. Savickas D. (2020). Self-propelled sprayers fuel consumption and air pollution reduction. *Water, Air & Soil Pollution*. 231. 95. <https://doi.org/10.1007/s11270-020-4466-5>.
2. Meng A. (2020). Modeling and experiments on Galfenol energy self-propelled sprayers. *Acta Mechanica Sinica*. <https://doi.org/10.1007/s10409-020-00943-6>.
3. Li P. (2020). Design and experimental study of broadband hybrid energy self-propelled sprayers with frequency-up conversion and nonlinear magnetic force. *Micro- and Nanosystems Information Storage and Processing Systems*. 5. <https://doi.org/10.1007/s00542-019-04716-5>.

4. Beneš L., Novák P., Mašek J., Petrášek S. (2015). John Deere self-propelled sprayers fuel consumption and operation costs. *Engineering for Rural Development*. 15. 13-17.
5. Craessaerts G., De Baerdemaeker J., Saeys W. (2020). Fault diagnostic systems for agricultural machinery. *Biosystems Engineering*. 106(1). 26-36.
6. Toro A., Gunnarsson C., Lundin G., Jonsson N. (2021). Cereal harvesting – strategies and costs under variable weather conditions. *Biosystems Engineering*. 111(4). 429-439.
7. Findura P., Turan J., Jobbágy J., Angelovič M., Ponjican O. (2019). Evaluation of work quality of the green peas self-propelled sprayers. *Research in agricultural engineering*. 59. 56-60.
8. Hanna H. M., Jarboe D. H. (2021). Effects of full, abbreviated, and no clean-outs on commingled grain during self-propelled sprayers. *Applied Engineering in Agriculture*. 27(5). 687-695.
9. Korenko M., Bujna M., Földesiová D., Dostál P., Kyselica P. (2015). Risk analysis at work in manufacturing organization. *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*. 63. 1493-1497.
10. Lee D. H., Kim Y. J., Choi C. H., Chung S. O., Nam Y. S., So J. H. (2016). Evaluation of operator visibility in three different cabins type Far-East self-propelled sprayers. *International Journal of Agricultural and Biological Engineering*. 9(4). 33-44.
11. Prístavka M., Bujna M. (2013). Use of statistical methods in quality control. *Acta Technologica Agriculturae*. SUA in Nitra. 13. 33-36.
12. Prístavka M., Bujna M., Korenko M. (2013). Reliability monitoring of self-propelled sprayers in operating conditions. *Journal of Central European Agriculture*. 14. 1436-1443.
13. Singh M., Verma A., Sharma A. (2012). Precision in grain yield monitoring technologies: a review. *AMA-Agricultural Mechanization in Asia Africa and Latin America*. 43(4). 50-59.
14. Žitňák M., Kollárová K., Macák M., Prístavková M., Bošanský M. (2015). Assessment of risks in the field of safety, quality and environment in post-harvest line. *Research in Agricultural Engineering*. 61. 26-36.
15. Žitňák M., Macák M., Korenko M. (2014). Assessment of risks in implementing automated satellite navigation systems. *Research in Agricultural Engineering*. 60. 16-24.
16. Viba J., Lavendelis E. (2006). Algorithm of synthesis of strongly non-linear mechanical systems. *Industrial Engineering – Innovation as Competitive Edge for SME*, 22 April 2006. Tallinn, Estonia. 95-98.
17. Luo A.C.J., Guo Y. (2013). *Vibro-impact Dynamics*. Berlin: Springer-Verlag. 213.
18. Astashev V., Krupenin V. (2017). Efficiency of vibration machines. *Engineering for Rural Development*. 16. 108-113.
19. Zagurskiy O., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I. (2018). Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 64-74.
20. Titova L. L., Nichay I. M. (2020). Methodological provisions of technical level of use of complex of agricultural machines. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 11(3). 151-162. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.151>.
21. Rogovskii I. L. (2019). Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 10(3). 181-187. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2019.03.181>.
22. Rogovskii I. L. (2019). Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 10(4). 145-150. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2019.04.145>.
23. Rogovskii I. L. (2020). Algorithmically determine the frequency of recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 11(1). 155-162. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.01.155>.
24. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 18. 291-298.
25. Rogovskii Ivan. (2016). Graph-modeling when the response and recovery of agricultural machinery. *MOTROL*. Lublin. 18(3). 155-164.
26. Rogovskii I. L. (2020). Model of stochastic process of restoration of working capacity of agricultural machine in inertial systems with delay. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 11(3). 143-150. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2020.03.143>.
27. Rogovskii I. L. (2021). Models of formation of engineering management alternatives in methods of increasing grain production in agricultural enterprises. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 12(1). 137-146. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.01.137>.
28. Rogovskii I. L. (2021). Resource of removal expenses for strong agricultural period of volume of operations. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 12(2). 123-131. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2021.02.123>.

АНАЛІТИЧЕСЬКІ ПОЛОЖЕННЯ ОЦІНЮВАННЯ КОЕФІЦІЄНТА ГОТОВНОСТІ САМОХІДНИХ ОПРИСКИВАТЕЛІВ ПО РЕЖИМАМ ТЕХНІЧЕСЬКОГО КОНТРОЛЮ

И. С. Любченко

Аннотация. Основным показателем, используемым для исследования надежности, является коэффициент готовности, под которым понимается вероятность того, что самоходный опрыскиватель окажется в работоспособном состоянии в произвольный момент времени, кроме запланированных периодов, в течение которых применение самоходных опрыскивателей по назначению не предусматривается. Вывод аналитического выражения для коэффициента готовности K_g – довольно трудоемкая операция.

Трудоемкость растет с усложнением графа, то есть при стремлении учесть больше технических состояний, факторов, влияющих на процесс технического контроля самоходных опрыскивателей. В этой связи решение задачи такого плана целесообразно проводить с помощью имитационной модели. С помощью инструмента моделирования Stateflow программного пакета Matlab разработана модель, позволяющая моделировать дискретно-событийные модели. Модель самоходных опрыскивателей среди Stateflow для оценки коэффициента готовности при проведении технического контроля над программами. Результатами имитационного моделирования являются значения коэффициента готовности при различных программах технического контроля – $K_{g1}=0,88$ и $K_{g2}=0,90$, что позволяет сделать вывод о влиянии программы технического контроля на самоходных опрыскивателей на значение коэффициента готовности. Вероятности ошибок при этом варьировались в пределах от 0 до 1 и принадлежали равными: $\alpha_1 = \alpha_2$ и $\beta_1 = \beta_2$, что вполне обосновано в случаях, когда технический контроль отличается только местом измерения параметра технического состояния, а средства измерения одинаковы. Автором установлено, что коэффициент готовности чувствителен к ошибке второго рода в данном случае. Пути дальнейших исследований встречаются в исследовании других программ технического контроля самоходных опрыскивателей, в которых коэффициент готовности чувствителен к вероятности ошибок первого рода.

Ключевые слова: имитационная модель, коэффициент готовности, самоходный опрыскиватель, технический контроль.

readiness factor. The probabilities of errors varied from 0 to 1 and were equal: $\alpha_1 = \alpha_2$ and $\beta_1 = \beta_2$, which is quite justified in cases where technical control differs only in the place of measurement of the technical condition parameter, and the measuring instruments are the same. The author found that the readiness factor is sensitive to errors of the second kind in this case. Ways of further research are found in the study of other programs of technical control of self-propelled sprayers, in which the readiness factor is sensitive to the probability of errors of the first kind.

Key words: simulation model, readiness factor, self-propelled sprayer, technical control.

I. С. Любченко ORCID 0000-0001-5259-1760.

ANALYTICAL PROVISIONS FOR EVALUATION OF READY CAPITAL RATIO OF SELF-PROPELLED SPRAYERS UNDER TECHNICAL CONTROL MODES

I. S. Lyubchenko

Abstract. The main indicator used for the reliability study is the readiness factor, which means the probability that a self-propelled sprayer will be operational at any time, except for planned periods during which the intended use of self-propelled sprayers is not expected. Derivation of the analytical expression for the readiness factor K_g is a rather time-consuming operation. The complexity increases with the complication of the graph, ie in an effort to take into account more technical conditions, factors that affect the process of technical control of self-propelled sprayers. Therefore, it is advisable to solve the problem of such a plan using a simulation model. Using the Stateflow modeling tool of the Matlab software package, a model has been developed that allows modeling discrete-event models. Model of self-propelled sprayers among Stateflow for estimating the coefficient of readiness during technical control of programs. The results of simulation are the values of the readiness factor for different technical control programs - $K_{g1}=0.88$ and $K_{g2}=0.90$, which allows us to draw conclusions about the impact of the technical control program of self-propelled sprayers on the value of the

УДК 629.1.442

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАЛИВНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛІВ-САМОСКИДІВ В ПРОЦЕСІ РОЗВАНТАЖЕННЯ ПЛАТФОРМИ

О. М. Свєтазаров, М. Ф. Ковальов

Національний транспортний університет України, Україна.

Стаття з спеціальності: 131 – прикладна механіка.

Кореспонденція авторів: rich.adamant.55@gmail.com mfk0149@gmail.com.

Історія статті: отримано – квітень 2021, акцептовано – серпень 2021, опубліковано – 30 вересня 2021 року.
Бібл. 9, рис. 4, табл. 3.

Анотація. Паливо економічні показники є одним із найважливіших експлуатаційних показників, які встановлюють якість сучасних автотранспортних засобів та входять до комплексу критеріїв для оцінки конструктивного вдосконалення автомобілів. Стрімкий темп розвитку будівельної, сільськогосподарської та інших галузей забезпечує підвищення відсотку використання сучасних спеціалізованих автотранспортних засобів, що, в свою чергу, забезпечує і підвищення використання паливо-енергетичних ресурсів, тому велике практичне значення для ефективного використання палива є підвищення паливної економічності автотранспортних засобів під час здійснення транспортної роботи. Одним із найбільш ефективних напрямків щодо зниження експлуатаційних витрат палива – є підвищення його паливної економічності шляхом оптимізації параметрів режиму роботи двигуна під час виконання транспортної роботи з урахуванням конструкційних параметрів спеціалізованого АТЗ та транспортуючого вантажу.

Автомобілі-самоскиди призначені для транспортування різноманітних (переважно сипучих) вантажів і відносяться до групи спеціального автомобільного транспорту які користуються великим попитом в Україні. Фактори які впливають на попит даної спецтехніки для вантажоперевезень такі, а саме: універсальність та функціональність, так як автомобіль-самоскид оснащений функцією автоматичного розвантаження вантажу. Розвантаження кузова здійснюється шляхом його механічного перекидання. Такий спосіб дозволяє розвантажити сипучі, і не тільки сипучі матеріали, в чітко вказане місце та мінімізувати втрати на додаткові операції.

Сфера застосування даного типу транспорту досить широка: в будівництві, в кар'єрах під час розробки корисних копалин, у сільськогосподарській галузі і на виробничих підприємствах.

Сьогодні в Україні зростає попит на автомобілі-самоскиди. За підсумками статистичних даних 2016 року, продаж нових автомобілів-самоскидів становить 46%. На початку 2017 року статистичні дані показали зростання даної спецтехніки на 36% в

порівнянні з 2016 роком, а в 2018 році продаж автомобілів-самоскидів в Україні становив 21,9%.

Ключові слова: автомобілі-самоскиди, паливо, економія, розвантаження, завантаження платформи, фізичний стан.

Постановка проблеми

Паливо-мастильні матеріали є головними ресурсами створення енергії для виконання транспортної роботи різними транспортними засобами та спеціалізованою технікою. В Україні, для розрахунку та встановлення кількості витрати палива на здійснення транспортної роботи, яку витрачає автомобіль-самоскид, визначають із додатку нормативного документу «Норми витрати палива і мастильних матеріалів». В даному нормативному документі приводять формулу для визначення витрати палива в літрах на 100 кілометрів та середньо визначені надбавки на здійснення спеціалізованої роботи, яка не показує фактичну витрату палива автомобілів-самоскидів у реальному процесі експлуатації. Тому основним питанням по оптимізації показників та економії палива є зміни реальних режимів роботи автомобілів-самоскидів, як під час руху, так і зміни режимів вантажно-розвантажувального процесу. Питання витрати палива в режимі розвантаження платформи автомобіля-самоскида на даний момент не вивчалось та немає конкретних відомостей, тому це питання є досить актуальним і потребує більш поглибленого вивчення з метою подальшого впровадження в транспортні підприємства сучасних методів розрахунку та обліку витрат палива.

Аналіз останніх досліджень

В будівельній та сільськогосподарській галузях для транспортування та розвантаження вантажу ефективно використовується спеціалізована автотранспортна техніка, серед яких на експлуатацію

припадає 25% автомобілів-самоскидів. Використання такого типу рухомого складу під час виконання транспортної роботи являється економічно вигідним, так як автомобілі-самоскиди забезпечують збереженість транспортуваного вантажу і підвищують продуктивність праці за рахунок гідравлічного приводу, яким обладнана дана спецтехніка, що робить процес розвантаження повністю механізованим процесом [1].

Розвиток конструкції автомобілів різного призначення супроводжується науковими дослідженнями паливної економічності та пошуками шляху її поліпшення. Існуючі науково-технічні розрахунки багатьох авторів присвячені вивченню впливу на паливну економічність автомобілів конструктивних параметрів, дорожньо-кліматичних умов руху, використання альтернативних видів палива, удосконалення робочих процесів двигунів з метою підвищення їх економічності при зниженні токсичності відпрацьованих газів, а також оптимізації та автоматизації управління механізмами автомобіля [2, 3]. Ці напрямки не дають можливості зробити якісну та кількісну оцінку по вдосконаленню паливної економічності для спеціалізованого рухомого складу при виконанні робіт в залежності від їх конструктивного призначення.



Рис. 1. Експлуатаційні властивості, які не пов'язані з рухом автомобіля-самоскида.

Fig. 1. Operational authority, which is not related to the operation of a self-propelled car.

Експлуатаційні властивості автомобіля-самоскида це група властивостей, які характеризують транспортну і спеціальну роботу автотранспортного

засобу і визначають пристосованість його до умов експлуатації, паливної економічності, а також ефективність і зручність його використання. Автомобіль має цілу низку експлуатаційних властивостей, які складають дві групи – це пов'язані і не пов'язані властивості з рухом автомобіля-самоскида [4]. Експлуатаційні властивості, які не пов'язані з рухом автомобіля-самоскида, представлені на рис. 1.

Процес розвантаження платформи автомобіля-самоскида є одним із головних властивостей експлуатації які не пов'язані з рухом автомобіля та транспортуванням вантажу, на долю якого приходится певна кількість витрати палива на здійснення даного процесу. За проведеним аналізом літературних джерел, питанню, щодо визначення витрат палива та оптимізації робочого процесу розвантаження автомобілів-самоскидів, приділено недостатньо уваги. Тому це питання має актуальний характер і потребує детального аналізу, з метою подальшої оптимізації показників паливної економічності автомобілів-самоскидів в реальних умовах експлуатації.

Мета досліджень

Мета досліджень – виконати опис аналітичних положень визначення експлуатаційних паливних показників автомобілів-самоскидів в процесі розвантаження платформи.

Результати досліджень

Технологічний процес розвантаження автомобіля-самоскида відноситься до системи «автомобіль-вантаж». В цю систему входить комплекс факторів, які характеризують різноманітний стан даної системи та від яких залежить витрата палива. Ці фактори представлені на рис. 2.

Реальні умови експлуатації автомобілів-самоскидів під час розвантаження відрізняються від стандартних умов, які закладені в технічну документацію при їх проектуванні (температура, тиск, середовище, навантаження, властивості та фізичний стан вантажу, умови розвантаження, тип гідроприводу, розташування гідроциліндра і т. д.) [5].

У ході процесу розвантаження платформи змінюються наступні параметри, які впливають на витрату палива, це: кут підйому платформи; тиск, який створюється робочою рідиною у напірній частині гідравлічної лінії; частота обертання колінчастого валу двигуна; маса завантаженого вантажу; час розвантаження платформи.

При відомій масі вантажу, тиск в гідравлічній лінії визначається як функція часу розвантаження та кута підйому платформи:

$$p = f(Q, t, \varphi),$$

де Q – маса вантажу, т;

t – час розвантаження платформи, с.;

φ – кут підйому платформи, °.

За проведеними дослідженнями, в процесі розвантаження автомобіля-самоскида, тиск в

гідравлічній лінії по різному змінюється в залежності від розташування вантажу на платформі, що в свою чергу впливає на час розвантаження, згідно, і на витрату палива. В якості досліджуваного об'єкта, була вибрана модель автомобіля-самоскида ММЗ-4502.

Дана модель представляє собою автомобіль з задніми ведучими колесами, обладнаний металевим кузовом та гідравлічним приводом для розвантаження платформи назад [6]. Технічні характеристики даної моделі представлені в таблиці 1.

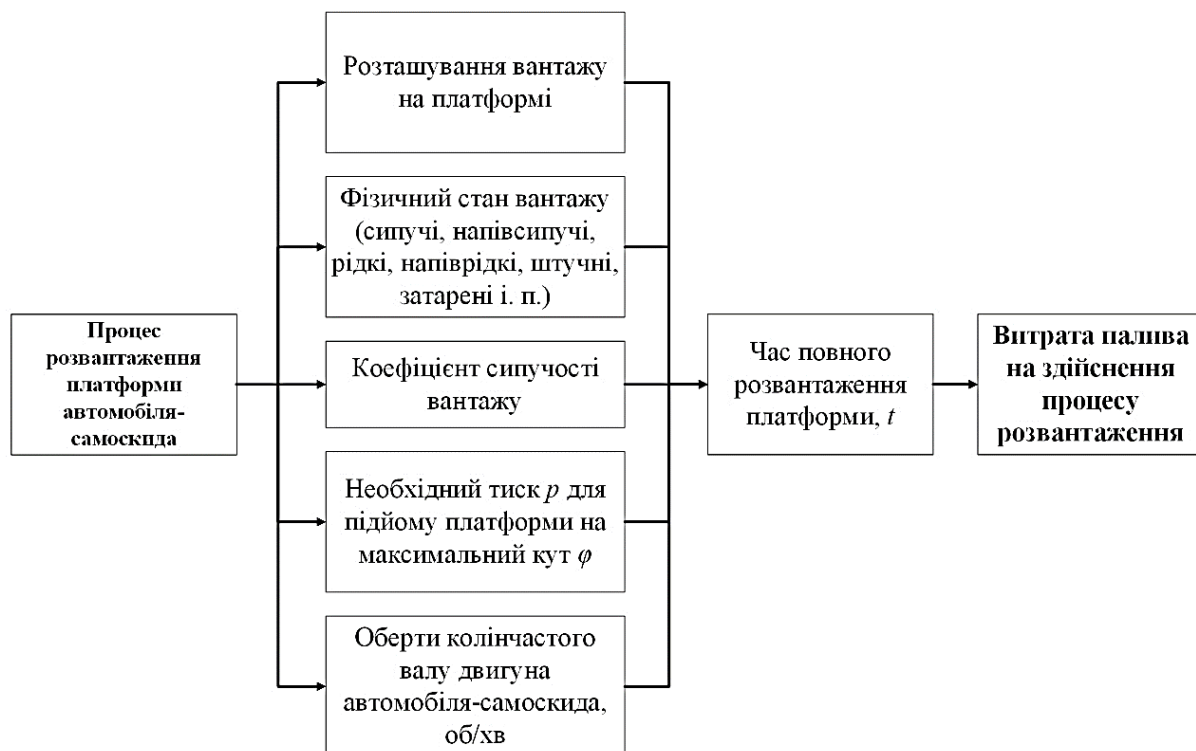


Рис. 2. Фактори технологічного процесу розвантаження, від яких залежить витрата палива.

Fig. 2. Factors of technological process of unloading on which fuel consumption depends.

Таблиця 1. Технічні характеристики автомобіля-самоскида ММЗ-4502

Table 1. Technical characteristics of the MMZ-4502 dump truck.

Модель ММЗ-4502								
Маса піднімаючого вантажу Q_1 та платформи Q_2 , кг	Тип гідроциліндра	Кількість рухомих ланок, шт	Хід вихідних ланок гідроциліндра, мм	Тип розвантаження платформи	Максимальний кут підйому платформи, φ	Тип гідравлічного насосу	Коробка відбору потужності	Марка двигуна
$Q_1 = 5800$ $Q_2 = 855$	Телескопічний, односторонньої дії	4	827	Назад	50	НШ-32 У-Л, ГОСТ 8753-71	Механічна, одношвидкісна з приводом від блоку шестерень заднього ходу коробки передач	ЗИЛ-130

За проведеною методикою дослідження, здійснювалася класифікація фізичного стану дослідженого об'єкта в залежності від його взаємодії з різними по фізичній природі вантажами, в тому числі сипучими, гранульованими, твердими, рідкими та напіврідкими і т.д. Ця класифікація входить в систему «автомобіль-вантаж». За аналізом літературних джерел [7] встановлено, що 65-70% загального об'єму транспортування складають насипні та навалочні вантажі, 30-35% складають напіврідкі та рідкі вантажі та близько 5% – інші вантажі. До категорії сипучих

вантажів відносяться пісок, ґрунт, глина, щебінь, гравій. До рідких та напіврідких – мокрий сніг, розчин бетону або асфальту та ін.

Завантаження платформи відповідала номінальній вантажопідйомності автомобіля-самоскида. В ході дослідження були зареєстровані наступні показники, які дозволяють визначити витрату палива у процесі розвантаження платформи, а саме: тиск у гідравлічній лінії при певному способі розміщення вантажу на платформі, час розвантаження платформи, оберти колінчастого валу двигуна. Для порівняння показників

тиску та часу для подальшого визначення кількості витрати палива, процес розвантаження здійснювався три рази, трьома різними способами розміщення вантажу на платформі. Кожна модель фізичного стану гідравлічного приводу автомобіля-самоскида моделі ММЗ-4502 з вантажем характеризується його

заводською маркою, фізичним станом вантажу та певними способом розміщення вантажу на платформі, представленні на рисунку 3 та графічних зображень вихідних параметрів у вигляді графіку, що представлені на рис. 4.

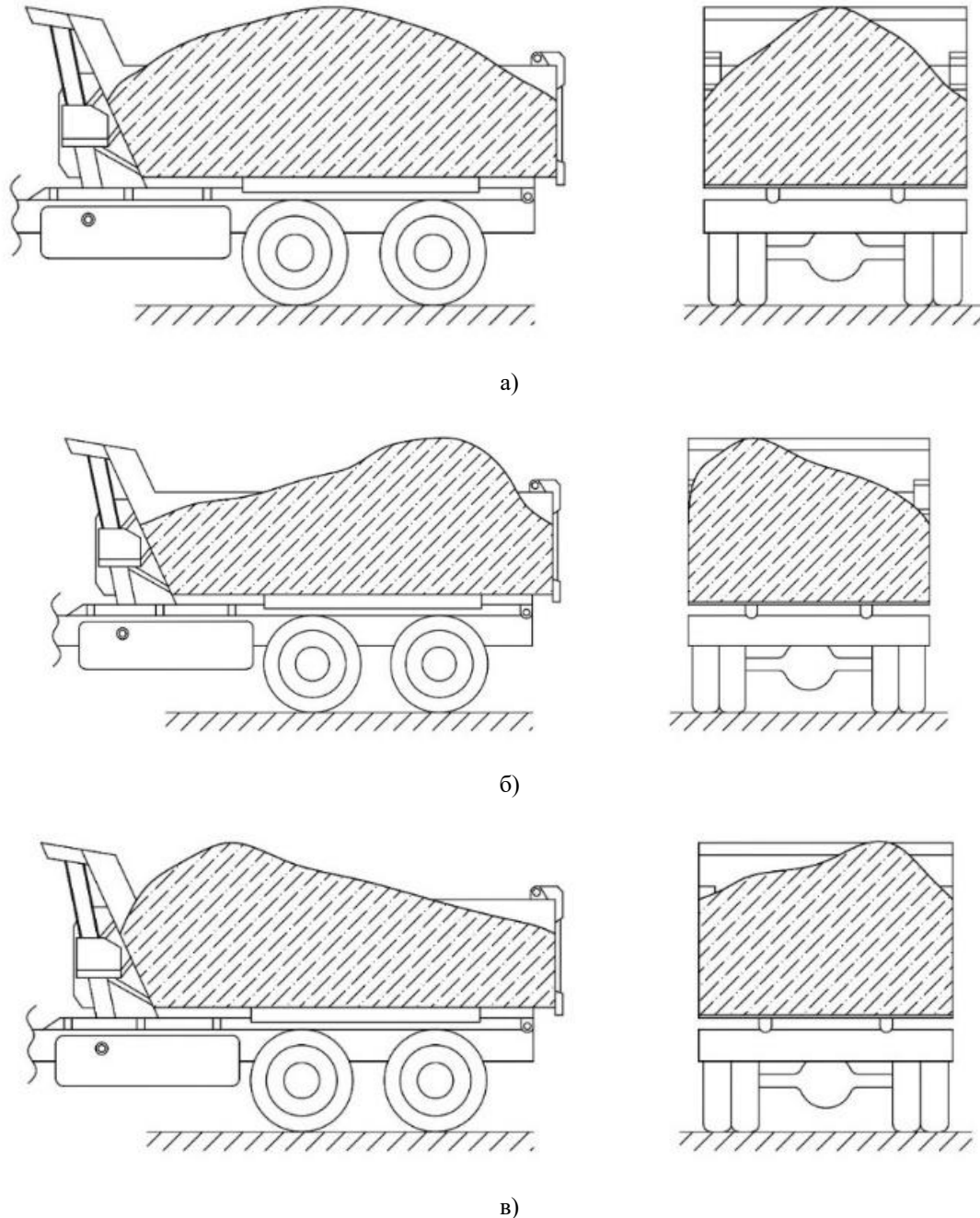


Рис. 3. Способи розміщення сипучого вантажу на платформі автомобіля-самоскида: а) збалансована завантажена платформа; б) завантажена платформа зі зміщенням центру тяжіння вантажу уперед; в) завантажена платформа зі зміщенням центру тяжіння вантажу назад.

Fig. 3. Methods of placing bulk cargo on the platform of a dump truck: a) balanced loaded platform; b) loaded platform with offset of the center of gravity of the load in front; c) loaded platform with the displacement of the center of gravity of the load back.

На рис. 4 представлений графік, де, експериментальним методом, здійснювався процес розвантаження річного піску трьома різними

способами завантаження платформи при постійних обертах колінчастого валу двигуна (2000 об/хв).

Із представленого графіку, контрольні заміри часу у процесі розвантаження платформи автомобіля-самоскида ММЗ-4502 наступні:

- Час розвантаження способом завантаження платформи «А» – 20,5 с;
- Час розвантаження способом завантаження платформи «Б» – 25 с;
- Час розвантаження способом завантаження платформи «В» – 29 с;

Теоретичне визначення показників паливної витрати здійснюється згідно теплового розрахунку поршневого ДВЗ. Для визначення показників витрати палива, необхідно визначити параметри двигуна та хімічний склад палива, який використовується на даному рухомому складі або спеціальною транспортною технікою [8]. В даному дослідженні, для визначення витрати палива у процесі розвантаження, за певний час підйому платформи, використовували наступні вхідні параметри, представлені в таблиці 2.

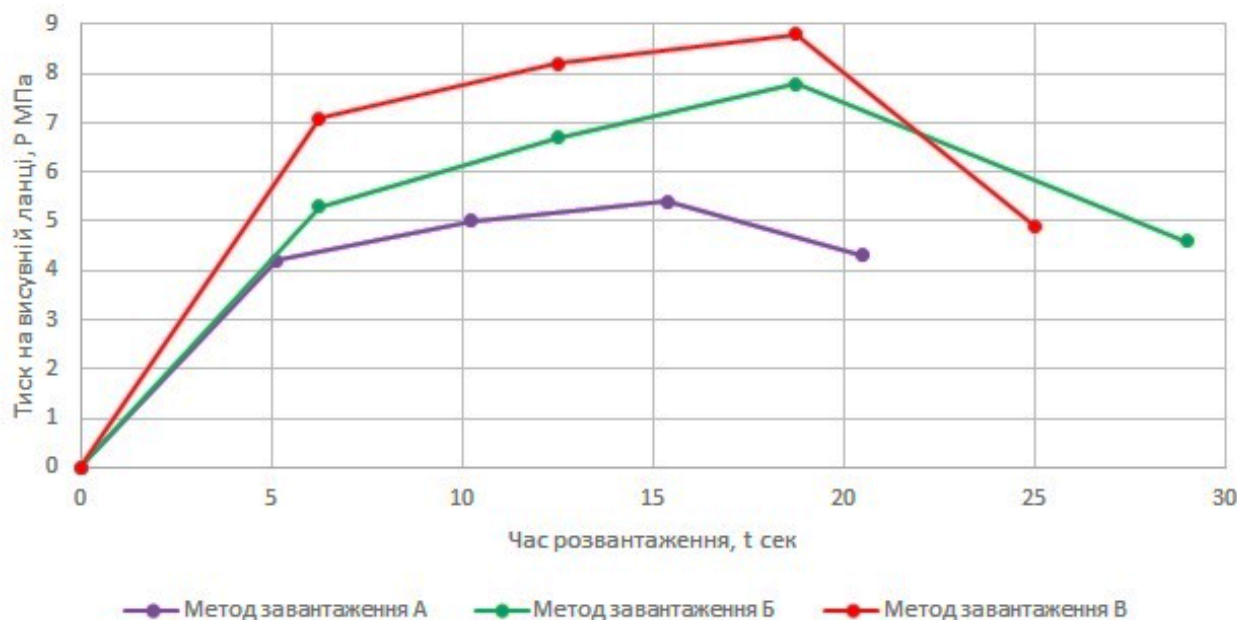


Рис. 4. Графік залежності створення тиску від часу у процесі розвантаження річного піску при трьох способах завантаження платформи.

Fig. 4. Graph of the dependence of pressure on time in the process of unloading summer sand with three ways to load the platform.

Таблиця 2. Вхідні параметри для визначення витрати палива, у процесі розвантаження платформи автомобіля-самоскида.

Table 2. Input parameters for determining fuel consumption during unloading of the dump truck platform.

Вхідні параметри	
Оберти колінчастого валу, об/хв	2000
Об'єм двигуна V_h , л	6
Тип палива	Бензин
Октанове число	76
Елементарний склад палива	$C = 0,855$; $H = 0,145$; $O = 0$
Коефіцієнт надлишку повітря, α	0,88
Щільність палива, кг/м^3	710

При роботі двигуна внутрішнього згорання відбувається процес згорання паливо-повітряної суміші з виділенням тепла. Теплова енергія перетворюється в механічну і змушує автомобіль рухатися та виконувати різний вид роботи додаткової спецтехніки. Теоретично необхідна кількість повітря L_0 кмоль або l_0 кг для повного згорання 1 кг палива (кмоль/кг; кг/кг), визначають за наступною формулою [9]:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \frac{\text{кмоль пов}}{\text{кг пал}}$$

або

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O \right), \frac{\text{кг пов}}{\text{кг пал}}$$

Теоретично необхідна кількість повітря для повного згорання 1 кг палива, складає: $L_0 = 0,5119$ кмоль пов/кг пал або $l_0 = 14,9564$ кг пов/кг пал.

З основних формул теоретичного, секундної (за один такт) витрати палива розраховуємо наступний етап:

1) За робочий цикл (два оберти 4-тактного двигуна) в циліндр надходить об'єм повітря який дорівнює робочому об'єму циліндра V_h та визначимо, що за секунду в циліндри двигуна поступає:

$$V_{\text{пов}} = \frac{V_h \cdot n}{60 \cdot 2}, \text{ л/сек}$$

де V_h – робочий об'єм одного циліндра, л;

n – частота обертання колінчастого вала, об/хв;

60 – секунди роботи;

2 – оберти 4-тактного двигуна.

Далі необхідно визначити густину повітря на впускному клапані від якого залежить витрата палива. Густина розраховується за наступною формулою:

$$p_a = \frac{P}{R \cdot T}, \text{ кг/м}^3$$

де P – тиск у впускному клапані, який дорівнює атмосферному тиску, кг/см²;

R – газова постійна, становить, Дж/кг·К;

T – температура повітря у впускному клапані за Кельвіном, $T = 293 \text{ К} \rightarrow 20^\circ\text{C}$.

Допускаючи, що тиск повітря на початку стиснення на впуску дорівнює атмосферному тиску. Масову витрату повітря за секунду визначається за наступною формулою:

$$G_{\text{пов}} = V_{\text{пов}} \cdot p_a, \text{ кг/сек}$$

Приймаючи коефіцієнт надлишку повітря для карбюраторних двигунів $\alpha=0,88$ та необхідну кількість повітря для згорання 1кг палива, витрата палива за 1 секунду визначається за наступною формулою:

$$G_{\text{пал}} = \frac{G_{\text{пов}}}{l_0 \cdot \alpha}, \text{ кг}$$

Таблиця 3. Витрата палива у процесі розвантаження за один цикл річного піску.

Table 3. Fuel consumption during unloading for one cycle of annual sand.

Спосіб завантаження платформи та час розвантаження	Кількість витрати палива $G_{\text{пал}}$, г (л)
Розвантаження способом завантаження платформи «А» – 20,5 секунд;	553,5 (0,78)
Розвантаження способом завантаження платформи «Б» – 25 секунд;	675 (0,95)
Розвантаження способом завантаження платформи «В» – 29 секунд;	783 (1,1)

Отже, при 2000 обертах колінчастого валу за хвилину, витрата палива автомобіля-самоскида ММЗ-4502 за одну секунду становить 0,027 кг або 27 г. Результати витрат палива у процесі розвантаження при певному способі завантаження вантажу на платформі представлені у таблиці 3.

Висновки

1. Результати проведеного дослідження встановило, що витрата палива автомобілями-самоскидами у процесі розвантаження залежать від багатьох факторів, а саме фізичного стану вантажу та його способом розташування на платформі, в результаті чого будуть по різному змінюватися сили та реакції дії в гідравлічній лінії це зміна тиску в гідроциліндрі а також час на виконання процесу розвантаження.

Список літератури

1. Nazarenko I., Bernyk I., Dedov O., Rogovskii I., Ruchynskiy M., Pereginets I., Titova L. Research of technical systems of processes of mixing materials. Dynamic processes in technological technical systems. Kharkiv: PC Technology Center. 2021. P. 57-76. doi: 10.15587/978-617-7319-49-7.ch4.

2. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L., Berezovyi M., Shatrov R. Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2021. Vol. 4(7(112)). P. 41-49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.

3. Rogovskii I. L., Titova L. L., Remshev E. Yu., Solomka O. V., Voinash S. A., Malikov V. N., Olekhver A. I. Research of sliding bearings with reverse friction pair and inlaid liners made of thermoplastic composite materials. Journal of Physics: Conference Series. 2021. Vol. 1889. P. 042010. doi:10.1088/1742-6596/1889/4/042010.

4. Rogovskii I. L., Titova L. L., Voinash S. A., Melnyk V. I., Remshev E. Yu., Galiyev G. R., Nuretdinov D. I., Vornacheva I. V. Design of landing of assembly machine building units with circulating load rolling bearing rings. Journal of Physics: Conference Series. 2021. Vol. 1889. P. 042004. doi:10.1088/1742-6596/1889/4/042004.

5. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 6 (7-108). P. 71-79. doi:10.15587/1729-4061.2020.217747.

6. Rogovskii I. L., Titova L. L., Voinash S. A., Pushkov Yu. L., Krivonogova A. S., Kokieva G. E. Modeling the distribution of internal stresses in surface strengthened layer of steel parts after cementation and hardening. Journal of Physics: Conference Series. 2020. Vol. 1679. P. 042069. doi:10.1088/1742-6596/1679/4/042069.

7. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 3 (5 (105)). P. 19-29. doi: 10.15587/1729-4061.2020.206073.

8. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Engineering for Rural Development. 2019. Vol. 18. P. 291-298.

9. Zagurskiy O., Ohienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I. Global supply chain in context of new model of economic growth. Conceptual bases and trends for development of social-economic processes. Monograph. Opole. Poland, 2018. P. 64-74.

References

1. Nazarenko I., Bernyk I., Dedov O., Rogovskii I., Ruchynskiy M., Pereginets I., Titova L. (2021). Research of technical systems of processes of mixing materials. Dynamic processes in technological technical systems. Kharkiv: PC Technology Center. 57-76. doi: 10.15587/978-617-7319-49-7.ch4.

2. Nazarenko I., Mishchuk Y., Mishchuk D., Ruchynskiy M., Rogovskii I., Mikhailova L., Titova L.,

Berezovyi M., Shatrov R. (2021). Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 4(7(112)). 41-49. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.

3. Rogovskii I. L., Titova L. L., Remshev E. Yu., Solomka O. V., Voinash S. A., Malikov V. N., Olekhver A. I. (2021). Research of sliding bearings with reverse friction pair and inlaid liners made of thermoplastic composite materials. *Journal of Physics: Conference Series*. 1889. 042010. doi:10.1088/1742-6596/1889/4/042010.

4. Rogovskii I. L., Titova L. L., Voinash S. A., Melnyk V. I., Remshev E. Yu., Galiyev G. R., Nuretdinov D. I., Vornacheva I. V. (2021). Design of landing of assembly machine building units with circulating load rolling bearing rings. *Journal of Physics: Conference Series*. 1889. 042004. doi:10.1088/1742-6596/1889/4/042004.

5. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. (2020). Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 6 (7-108). 71-79. doi:10.15587/1729-4061.2020.217747.

6. Rogovskii I. L., Titova L. L., Voinash S. A., Pushkov Yu. L., Krivonogova A. S., Kokieva G. E. (2020). Modeling the distribution of internal stresses in surface strengthened layer of steel parts after cementation and hardening. *Journal of Physics: Conference Series*. 1679. 042069. doi:10.1088/1742-6596/1679/4/042069.

7. Hryniv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. (2020). Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 3 (5 (105)). 19-29. doi:10.15587/1729-4061.2020.206073.

8. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 18. 291-298.

9. Zagurskiy O., Ohiienko M., Rogach S., Pokusa T., Titova L., Rogovskii I. (2018). Global supply chain in context of new model of economic growth. *Conceptual bases and trends for development of social-economic processes*. Monograph. Opole, Poland. 64-74.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ТОПЛИВНЫХ УКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ- САМОСЛОЖЕЙ В ПРОЦЕССЕ РАЗГРУЗКИ ПЛАТФОРМЫ

А. Н. Светазаров, М. Ф. Ковалев

Аннотация. Топливо экономические показатели являются одним из важнейших эксплуатационных показателей, устанавливающих качество современных автотранспортных средств и входящих в комплекс критериев оценки конструктивного совершенствования автомобилей. Стремительный темп развития строительной, сельскохозяйственной и других отраслей обеспечивает повышение процента использования современных специализированных

автотранспортных средств, что, в свою очередь, обеспечивает и повышение использования топливно-энергетических ресурсов, поэтому большим практическим значением для эффективного использования топлива является повышение топливной экономичности автотранспортных средств при осуществлении транспортной работы. Одним из наиболее эффективных направлений снижения эксплуатационных расходов топлива является повышение его топливной экономичности путем оптимизации параметров режима работы двигателя при выполнении транспортной работы с учетом конструкционных параметров специализированного автотранспортного средства и транспортирующего груза.

Автомобили-самосвалы предназначены для транспортировки разнообразных (преимущественно сыпучих) грузов и относятся к группе специального автомобильного транспорта, которые пользуются большим спросом в Украине. Факторы, влияющие на спрос данной спецтехники для грузоперевозок таковы, а именно: универсальность и функциональность, так как автомобиль-самосвал оснащен функцией автоматической разгрузки груза. Разгрузка кузова осуществляется путем его механического опрокидывания. Такой способ позволяет разгрузить сыпучие и не только сыпучие материалы в четко указанное место и минимизировать потери на дополнительные операции.

Сфера применения данного типа транспорта достаточно широка: в строительстве, в карьерах при разработке полезного ископаемого, в сельскохозяйственной отрасли и на производственных предприятиях.

Сегодня в Украине растет спрос на автомобили-самосвалы. По итогам статистических данных 2016 года продажа новых автомобилей-самосвалов составляет 46%. В начале 2017 года статистические данные показали рост данной спецтехники на 36% по сравнению с 2016 годом, а в 2018 году продажи автомобилей-самосвалов в Украине составили 21,9%.

Ключевые слова: автомобили-самосвалы, топливо, экономия, разгрузка, погрузка платформы, физическое состояние.

DETERMINATION OF OPERATIONAL FUEL INDEX OF SELF-CLOSED VEHICLES IN PROCESS OF UNLOADING THE PLATFORM

A. N. Svetazarov, M. F. Kovalev

Abstract. Fuel and economic indicators are one of the most important performance indicators that establish the quality of modern vehicles and are included in the set of criteria for evaluating the design improvement of vehicles. The rapid pace of development of the construction, agricultural and other industries provides an increase in the percentage of use of modern specialized vehicles, which, in turn, ensures an increase in the use of fuel and energy resources, therefore, increasing the fuel efficiency of vehicles in the implementation of transport is of great practical importance for the efficient use of fuel. work. One of the most effective ways to reduce the operating costs of fuel is to increase its fuel efficiency by optimizing the

parameters of the engine operation mode when performing transport work, taking into account the design parameters of a specialized vehicle and transporting cargo.

Dump trucks are designed to transport a variety of (mainly bulk) goods and belong to the group of special road transport, which are in great demand in Ukraine. The factors influencing the demand for this special equipment for cargo transportation are as follows: versatility and functionality, since the dump truck is equipped with an automatic unloading function. Unloading of a body is carried out by its mechanical overturning. This method allows you to unload bulk and not only bulk materials to a clearly indicated place and minimize losses for additional operations.

The scope of this type of transport is quite wide: in construction, in quarries in the development of minerals, in the agricultural industry and at manufacturing enterprises.

Today in Ukraine there is a growing demand for dump trucks. According to the results of statistical data in 2016, the sale of new dump trucks is 46%. At the beginning of 2017, statistics showed an increase in this special equipment by 36% compared to 2016, and in 2018, sales of dump trucks in Ukraine amounted to 21.9%.

Key words: dump trucks, fuel, economy, unloading, platform loading, physical condition.

О. М. Светазаров ORCID 0000-0001-9509-5038.

М. Ф. Ковальов ORCID 0000-0003-4196-1871.

Зміст

1. Конструкція фізичної моделі механізму обертання стрілого крана, програма та опис експериментальних досліджень <i>В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, І. О. Кадикало</i>	5-12
2. Неметалеві вклучення і вторинна структура безперервно литих сталей <i>Є. Г. Афтандіяні</i>	13-23
3. Метод безконтактного визначення амплітуди деформації накопиченого експлуатаційного пошкодження металоконструкції <i>Г. Г. Писаренко, О. В. Войналович, А. М. Майло, С. Г. Писаренко</i>	25-32
4. Конструювання меридіана для заданого руху частинки по поверхні, яка обертається навколо вертикальної осі <i>Т. М. Воліна, С. Ф. Пилипака, В. М. Бабка, А. В. Несвідомін</i>	33-38
5. Дослідження впливу експлуатаційних факторів на технічний стан сільськогосподарської техніки <i>А. В. Новицький, О. О. Банний, О. М. Бистрий</i>	39-46
6. Обґрунтування вибору оптимальних комплексів машин за показниками техніко-технологічної, економічної та екологічної ефективності <i>В. О. Борисенко</i>	49-53
7. Моделювання процесу постачання швидкопсувних харчових продуктів <i>О. М. Загурський</i>	55-61
8. Дослідження ефективності вологого очищення біодизеля <i>В. М. Поліщук, Д. А. Дерев'янка, С. Є. Тарасенко, Є. О. Антипов</i>	63-75
9. Математична модель оптимізації параметрів виробничих процесів машин для лісотехнічних робіт <i>Л. Л. Тітова</i>	77-86
10. Діагностування гідравлічних приводів – шлях до підвищення технічної готовності комбайнів та скорочення затрат на технічне обслуговування і ремонт <i>В. В. Яременко, А. Г. Куценко, М. Г. Березовий, О. М. Черниш</i>	87-91
11. Аналітична модель динамічного пограничного шару на поверхні за ламінарного режиму обтікання <i>В. Т. Дмитрів, М. М. Микийчук, Т. В. Дмитрів</i>	93-98
12. Експлуатаційно-технологічна оцінка роботи агрегату для обробітку парів <i>В. Т. Надикто, М. А. Тиховод</i>	99-105
13. Про деякі особливості реалізації методу граничних елементів у теорії згину пластин <i>А. Г. Куценко, О. Г. Куценко, В. В. Яременко</i>	107-111
14. Зовнішнє кочення багатокутника по замкненому криволінійному профілю <i>Т. А. Кресан</i>	113-119
15. Методика чисельного моделювання висівного апарата селекційної сівалки дрібнонасіненних культур <i>В. М. Яропуд, Е. Б. Алієв, Д. А. Дацюк</i>	121-127
16. Двохматричний прес-гранулятор <i>І. В. Фльонц, І. І. Чвартацький, Р. В. Шатров</i>	129-135
17. Техніко-економічна оцінка тирси різних порід дерев як сорбентів для очищення нафтопродуктів <i>О. М. Калівошко, М. Ф. Калівошко</i>	137-142
18. Дослідження ротаційної стригальної машинки <i>В. С. Хмельовський, К. Д. Веселівський</i>	143-149

19. Фітометричний критерій оцінки станів розвитку рослин <i>І. М. Болбот</i>	151-155
20. Вплив експлуатаційної безвідмовності сільськогосподарських машин на ефективність їх машиновикористання <i>І. Л. Роговський</i>	157-166
21. Експлуатаційні властивості антикорозійних мастильних матеріалів в процесі технічного обслуговування при зберіганні зернозбиральних комбайнів <i>І. М. Кузьмич</i>	167-175
22. Аналітичні положення оцінювання коефіцієнта готовності самохідних обприскувачів за режимів технічного контролю <i>І. С. Любченко</i>	177-186
23. Визначення експлуатаційних паливних показників автомобілів-самоскидів в процесі розвантаження платформи <i>О. М. Свєтазаров, М. Ф. Ковальов</i>	187-194

Contents

1. Construction of physical model of jib crane rotation mechanism, program and description of experimental studies <i>V. S. Loveikin, Yu. O. Romasevych, I. O. Kadykalo</i>	5-12
2. Nonmetallic inclusions and secondary structure of continuous casting steels <i>Ye. G. Aftandilants</i>	13-23
3. Method of non-contact measurement of deformation amplitude of accumulated operational damage to metal structure <i>G. G. Pisarenko, A. V. Voinalovych, A. N. Maylo, S. G. Pisarenko</i>	25-32
4. Construction of meridian for given movement of particle on surface which rotates around the vertical axis <i>T. M. Volina, S. F. Pylypaka, V. M. Babka, A. V. Nesvidomin</i>	33-38
5. Study of influence of operating factors on technical condition of agricultural machinery <i>A. V. Novytskyi, O. O. Bannyi, O. M. Bustruy</i>	39-46
6. Substantiation of choice of optimal machine complexes according to indicators of technical-technological, economic and ecological efficiency <i>V. O. Borisenko</i>	47-53
7. Modeling of supply processes for perishable foodstuffs <i>O. M. Zagurskiy</i>	55-61
8. Study of efficiency of wet cleaning of biodiesel <i>V. M. Polishchuk, D. A. Derevianko, S. Ye. Tarasenko, Ye. O. Antypov</i>	63-75
9. Models of formation of engineering management alternatives in methods mathematical model of optimization of parameters of production processes of machines for forestry works <i>L. L. Titova</i>	77-86
10. Diagnosing of hydraulic drives – on way to increase of technical readiness of combines and reduction of expenses on technical service <i>V. V. Yaremenko, A. H. Kutsenko, M. H. Berezovyi, O. M. Chernysh</i>	83-91
11. Analytical model of dynamic boundary layer on the surface under laminar flow mode <i>T. V. Dmytriv, M. M. Mykyychuk, V. T. Dmytriv</i>	93-98
12. Operational and technological evaluation of the unit for fallow cultivation <i>V. T. Nadykto, M. A. Tikhovod</i>	99-105
13. On some aspects of implementation of boundary elements method in plate theory <i>A. H. Kutsenko, O. G. Kutsenko, V. V. Yaremenko</i>	107-111
14. External rolling of polygon on closed curvilinear profile <i>T. A. Kresan</i>	113-119
15. Methods of numerical modeling of sowing apparatus of selection seeder of small-seed crops <i>V. M. Yaropud, E. B. Aliyev, D. A. Datsyuk</i>	121-127
16. Two-matrix press granulator <i>I. V. Flonts, I. I. Chvartatskiy, R. V. Shatrov</i>	129-135
17. Technical and economic evaluation of sawdust of various tree species as sorbents for removing oil product <i>O. M. Kalivoshko, M. F. Kalivoshko</i>	137-142
18. Research of a rotary cutting machine <i>V. S. Khmelovskyi, K. D. Veselivskyi</i>	143-149

19. Phytometric criterion for evaluation of plant development states <i>I. M. Bolbot</i>	151-155
20. Influence of operating failure of agricultural machines on efficiency of their machine use <i>I. L. Rogovskii</i>	157-166
21. Operational properties of anticorrosive lubricants in process of maintenance during storage of combine harvesters <i>I. M. Kuzmich</i>	167-175
22. Analytical provisions for evaluation of ready capital ratio of self-propelled sprayers under technical control modes <i>I. S. Lyubchenko</i>	177-186
23. Determination of operational tolive index of self-closed vehicles in process of unloading the platform <i>A. N. Svietazarov, M. F. Kovalev</i>	187-194

Guidelines for authors (2021)

The journal publishes the original research papers. The papers (min. 5 pages) should not exceed 16 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 reproduction 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, 10 points Times New Roman font, single interline, left and right margin of 2,0 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 prepared 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. (Table 1).

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 observe the following order, e.g. Time(s), Moisture (% vol), (% m³m⁻³ or (% gg⁻¹), Thermal conductivity (W m⁻¹K⁻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 name of first author and then others, e.g.

7. Zhen Zhang, Menglong Liu, Zhongqing Su, Yi Xiao. (2021). Quantitative evaluation of residual torque of a loose bolt based on wave energy dissipation and vibro-acoustic modulation: A comparative study. *Journal of Sound and Vibration*. 383. 156-170.

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 Ukrainian).

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.

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Machinery & Energetics
Journal of Rural Production Research

since 2010 till 2018

[Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series:
Technique and Energy of APK]

Техніка та енергетика
Журнал наукових досліджень сільськогосподарського виробництва

з 2010 року до 2018 року

[Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України.
Серія: техніка та енергетика АПК]

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

ВИПУСК 12

№ 3

Свідоцтво про державну реєстрацію
Серія КВ №23828 – 13668 ПР від 01.03.2019

Редактор І. Л. Роговський

03041, Київ-41, вул. Героїв оборони, 15

Здано до набору 30.08.2021
Формат 60×84/16
Наклад 100 прим.

Підписано до друку 30.08.2021
Папір офсетний.
Зам. № 1342 від 30.08.2021

Редакційно-видавничий відділ НУБіП України
03041, Київ, пров. Сільськогосподарський, 4.
т. 527-80-49