

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

DOI: 10.31548/machenergy.2019.04.156

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. 10

№ 4

(October – December)

Kyiv – 2019

Editor-in-Chief

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

Vice-Editor

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

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

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. Janusz Wojdalski, Warsaw University of Life, Poland

Prof. Leonid Aniskevych, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kyiv, Ukraine

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

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

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

Prof. Vjacheslav Shebanin, Mykolayiv National Agrarian University, Ukraine

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

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

Prof. Tadeusz Złoto, Częstochowa University of Technology, Poland

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

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

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

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: *Lyudmila Titova*

Photo on the cover: *Ivan Rogovskii*

© Copyright by National University of Life and Environmental Science of Ukraine, 2018

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)

DOI: 10.31548/machenergy.2019.04.156

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 10

№ 4

(жовтень – грудень)

Київ – 2019

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. Редкол. : В. С. Ловейкін (голов. ред.) та ін. Київ. 2019. Вип. 10. № 4. 156 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 і Міністерства аграрної політики та продовольства України.

Редакційна колегія: В. С. Ловейкін, д-р техн. наук, проф. (головний редактор); О. Ю. Синявський, канд. техн. наук, доц.; І. Л. Роговський, канд. техн. наук, старший наук. співр. (заступники головного редактора); В. І. Кирилюк, канд. с.-г. наук, доц. (відповідальний секретар); В. І. Адамчук, д-р техн. наук, проф.; В. В. Адамчук, д-р техн. наук, проф.; Л. В. Аніскевич, д-р техн. наук, проф.; Є. Г. Афтанділянц, д-р техн. наук, проф.; Л. В. Баль-Прилипко, д-р техн. наук, проф.; 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, канд. техн. наук, доц.; 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, доц.; 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. 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.; С. П. Циганков, д-р техн. наук, старший наук. співр.; М. Г. Чаусов, д-р техн. наук, проф.; Шворов, д-р техн. наук, проф.

Рекомендовано до друку Вченою радою НУБіП України, протокол № 4 від 26 листопада 2019 р.

Науковий журнал «Machinery & Energetics» 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

УДК 621.873(07)

ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТАХ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ РІЗНИХ СПОСОБАХ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ. ЧАСТИНА II

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

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net, ychovnyuk@ukr.net, kadykaloivan@nubip.edu.ua.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 30, рис. 4, табл. 0.

Анотація. Під час роботи вантажопідйомної техніки в елементах приводу та металоконструкції виникають значні динамічні навантаження, що призводять до пришвидшеного виходу елементів конструкції і механізмів з ладу та виникнення аварійних ситуацій. Питання усунення динамічних навантажень не вирішене і досі, тому в даній роботі проведена оптимізація динамічних навантажень у пружних елементах (канатах) вантажопідйомних кранів при різних способах підйому вантажу: «з підхватом», «з ваги», «з землі». У якості критерію оптимізації (мінімізації вказаних навантажень) у перехідних режимах функціонування вантажопідйомного крана (пуск, гальмування, реверсування) запропонований, функціонал, який є середньоквадратичним значенням коефіцієнта динамічності на інтервалі часу, що відповідає тривалості перехідного процесу, і приймає мінімальне значення. Для розв'язку задачі оптимізації режиму руху механізму підйому вантажу використовувались методи класичного варіаційного числення. За допомогою цих методів встановлені відповідні (оптимальні) режими (закони) руху вантажу та електромеханічної системи приводного механізму підйому.

Отримані у даному дослідженні результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку механізмів підйому кранів з вантажем на гнучкому підвісі як на стадіях їх проектування/конструювання, так і в умовах реальної експлуатації.

Ключові слова: оптимізація, динаміка, навантаження, канати, вантажопідйомні крани, способи підйому, вантаж.

Постановка проблеми

Вантажопідйомні та транспортуючі машини є невід'ємним елементом (частиною) сучасного виробництва, оскільки з їх допомогою здійснюється механізація основних технологічних процесів й допоміжних робіт. У поточних й автоматизованих

лініях роль підйомно-транспортних машин якісно зросла й вони стали органічною частиною технологічного обладнання, а вплив їх на техніко-економічні показники підприємства став доволі суттєвим.

Задля збільшення виробництва прогресивних засобів механізації підйомно-транспортних, навантажувально-розвантажувальних та складських робіт, у тому числі вантажопідйомних машин з дистанційним та програмним керуванням, збільшення продуктивності й покращення техніко-економічних показників підйомно-транспортних машин, підвищення їх міцності, надійності й довговічності необхідно застосовувати новітні методи розрахунку й конструювання, постійно їх уточнювати й вдосконалювати. Особливо актуальним є вирішення проблем зменшення динамічних навантажень на пружні елементи (канати) вантажопідйомних кранів, коли останні функціонують у перехідних режимах роботи (пуск, гальмування, реверсування тощо).

Аналіз останніх досліджень

У період неусталеного руху у механізмах підйому вантажу кранів постійно виникають динамічні навантаження коливного характеру [1]. Величина й характер цих навантажень залежать від степеню пружності з'єднуючих ланцюгів, величин і розподілу рухомих мас у системі, законів зміни зовнішніх навантажень – рушійних сил і сил опорів. Вплив навантажень на пружну систему призводить й до коливань мас, і у пружних зв'язках виникають динамічні навантаження, особливо у механізмах пересування й повороту при різких пусках і гальмуванні. Значний внесок у розробку питань динаміки вантажопідйомних машин внесли А.А. Вайнсон [2], М.П. Александров [3, 4], С.А. Казак [5], М.С. Комаров [6], М.М. Гохберг [7], В.С. Ловейкін [17-23]. Також питанням дослідження і усунення небажаних процесів під час роботи вантажопідйомної техніки займалися закордонні науковці та вчені [25-30] та ряд інших вітчизняних науковців [8-16]. У цитованих вище роботах розглянуті важливі

аспекти функціонування вантажопідйомних кранів, наведені типові розрахункові схеми для моделювання динамічних процесів, що відбуваються у механізмах підйому вантажу, закріпленого на канатах, визначені динамічні коефіцієнти навантажень у пружних елементах тощо. Проте, на думку авторів даного дослідження, питанням оптимізації (мінімізації динамічних навантажень) режимів руху вантажопідйомних механізмів, що функціонують у перехідних (швидкоплинних) умовах, приділено недостатню увагу дослідників. Ці проблеми, задачі слід розв'язувати, використовуючи сучасні, науково обґрунтовані методи (наприклад, методи математичної фізики та класичного варіаційного числення), постійно уточнюючи й вдосконалюючи розрахункові схеми вказаних вище механізмів з наявними у них пружними елементами (канатами), які й приводять до виникнення небажаних коливань процесів у елементах вантажопідйомних кранів і, як наслідок, до динамічних перевантажень цих елементів й інших вузлів.

У даному дослідженні будуть частково використані результати роботи [1].

Мета досліджень

Мета даної роботи полягає у обґрунтуванні (із використанням аналітичних методів та підходів) оптимальних режимів функціонування вантажопідйомних кранів у перехідних процесах (пуску, гальмування, реверсування) за різних способів підйому вантажу («з ваги», «з підхватом», «з землі»), які дозволяють мінімізувати протягом проміжку часу, що триває перехідний процес, динамічні навантаження у пружних елементах (канатах). Крім того, при реалізації мети роботи встановлені: 1) закони руху окремих елементів вантажопідйомного механізму крана (власне вантажу й електромеханічної системи його підйому), які відповідають заданим критеріям якості таких рухів; 2) визначені основні параметри цих режимів.

Результати досліджень

Оптимізація режимів руху механізму підйому вантажу крана (мостового типу) при постійному значенні рушійної сили P (не є функцією часу t) для різних способів підйому (вантаж) може бути здійснена на основі викладених нижче міркувань.

Диференціальні рівняння руху мас у перехідний період роботи механізму підйому вантажу (наприклад, пуску) мають вид [1]:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + C \cdot (x_1 - x_2) = P; & \ddot{x}_1 = \frac{d^2 x_1}{dt^2}; \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 - C \cdot (x_1 - x_2) = -Q; & \ddot{x}_2 = \frac{d^2 x_2}{dt^2}; \end{cases} \quad (1)$$

де x_1, x_2 – переміщення відповідно першої і другої мас; Q взята зі знаком мінус як сила опору.

У рівняннях (1) перші складові – сили інерції відповідної маси, другі – сили пружності у зв'язку.

У правій частині рівнянь (1) – сили, діючі на систему у період неусталеного руху.

З двох рівнянь системи (1), після нескладних перетворень і введення нової змінної $x = (x_1 - x_2)$ – різниці переміщень мас, можна отримати одне диференціальне рівняння для x :

$$\ddot{x} + p^2 \cdot x = \frac{m_2 \cdot P + m_1 \cdot Q}{m_1 \cdot m_2}, \quad (2)$$

де $p = \sqrt{\frac{C \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}$ – кругова частота власних

коливань двомасової системи, c^{-1} .

Рівняння (2) після нескладних перетворень можна подати у наступному виді:

$$\ddot{x} + p^2 \cdot x = P_n \cdot \frac{(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}. \quad (3)$$

Домножимо ліву й праву частини рівняння (3) на C і врахуємо ту обставину, що $x = x(t) \Leftrightarrow P_\partial = P_\partial(t)$. Тоді, замість (3) можна отримати рівняння для $P_\partial(t)$:

$$\ddot{P}_\partial + p^2 \cdot P_\partial = p^2 \cdot P_n. \quad (4)$$

З цього рівняння легко визначити $P_\partial(t)$:

$$P_\partial(t) = P_n - \frac{\ddot{P}_\partial}{p^2}. \quad (5)$$

Оскільки $k_\partial = P_\partial / P_n$, тоді з (5) маємо:

$$k_\partial(t) = \left\{ 1 - \frac{\ddot{P}_\partial}{p^2 \cdot P_n} \right\}. \quad (6)$$

У якості критерію якості руху досліджуваної механічної системи обираємо наступний:

$$\frac{1}{t_p} \int_0^{t_p} \{k_\partial(t)\}^2 dt \Rightarrow \min. \quad (7)$$

Враховуючи співвідношення (6), критерій (7) можна подати наступним чином:

$$\frac{1}{t_p} \cdot \int_0^{t_p} \left\{ 1 - \frac{\ddot{P}_\partial}{p^2 \cdot P_n} \right\}^2 dt \Rightarrow \min. \quad (8)$$

Необхідною умовою досягнення критерію (8) є рівняння Ейлера–Пуассона виду:

$$P_\partial^{(IV)}(t) = 0 \Leftrightarrow x^{(IV)}(t) = 0. \quad (9)$$

Розв'яжемо рівняння (9) для $x(t)$ за початкових

умов ($A - x|_{t=0} = 0$; $\dot{x}|_{t=0} = \frac{dx}{dt}|_{t=0} = 0$), ($B - x|_{t=0} = 0$;

$\dot{x}|_{t=0} = V_0$), ($B - x|_{t=0} = \frac{Q}{C}$; $\dot{x}|_{t=0} = 0$). Оскільки

рівняння (9) четвертого порядку, то необхідно мати ще одну початкову умову для того, щоб знайти однозначне рішення (розв'язок) цього диференційного рівняння. Задля знаходження вказаної початкової умови використаємо рівняння (4) яке один раз продиференціюємо. Звідси матимемо:

$$\ddot{x} + p^2 \cdot \dot{x} = 0 \Leftrightarrow \ddot{x}|_{t=0} = -p^2 \cdot \dot{x}|_{t=0}. \quad (10)$$

Отже, для кожного варіанту початкових умов (п.п. А, Б, В) маємо обґрунтоване початкове значення $\ddot{x}|_{t=0}$ (т.з. різкості руху системи).

А. Підйом «з підхватом» (вантажу).

$$t = 0: \quad x|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}|_{t=0} = 0; \quad \ddot{x} = \left(\frac{p^2 \cdot P_n}{C} - p^2 \cdot x \right) \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \ddot{x}|_{t=0} = \frac{p^2 \cdot P_n}{C}; \quad \ddot{x}|_{t=0} = 0. \quad (11)$$

Розв'язок рівняння (9) за початкових умов (11) має вид:

$$x(t) = \frac{p^2 \cdot P_n}{2 \cdot C} \cdot t^2. \quad (12)$$

При цьому для $P_\partial(t)$ маємо:

$$P_\partial(t) = C \cdot x(t) = \frac{p^2 \cdot P_n}{2} \cdot t^2. \quad (13)$$

Для функції $k_\partial(t)$ можна отримати:

$$k_\partial(t) = \frac{P_\partial(t)}{P_n} = \frac{p^2 \cdot t^2}{2}; \quad (14)$$

$$\overline{(k_\partial(t))_{t_p}^2} = \frac{1}{t_p} \cdot \int_0^{t_p} k_\partial^2(t) dt = \frac{p^4 \cdot t_p^4}{20}; \quad (15)$$

$$\overline{(k_\partial(t))_{t_p}} = \frac{1}{t_p} \cdot \int_0^{t_p} k_\partial(t) dt = \frac{p^2 \cdot t_p^2}{6}. \quad (16)$$

Середньоквадратичне значення $k_\partial(t)$ на інтервалі часу $t \in [0, t_p]$ знаходимо зі співвідношення:

$$\overline{(k_\partial(t))_{t_p}}_{\text{СКВ}} = \sqrt{\overline{(k_\partial(t))_{t_p}^2}} = \frac{p^2 \cdot t_p^2}{2\sqrt{5}}. \quad (17)$$

Отже, з порівняння виразів (49) й (50) видно, що:

$$\overline{(k_\partial(t))_{t_p}}_{\text{СКВ}} > \overline{(k_\partial(t))_{t_p}}. \quad (18)$$

Графік залежності $k_\partial(t)$ (14) наведений на рис. 1.

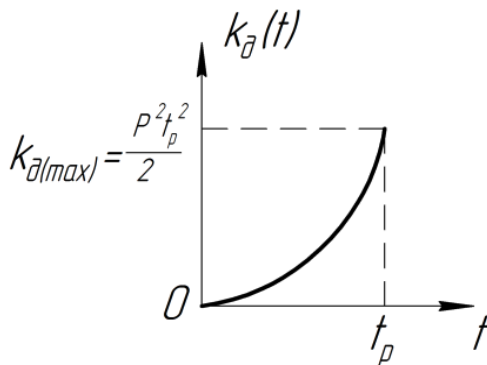


Рис. 1. Залежність $k_\partial(t)$ (14).

Fig. 1. Characteristic curve $k_\partial(t)$ (14).

Б. Підйом «з підхватом» (вантажу) – уточнений варіант.

$$x|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}|_{t=0} = V_o; \quad \ddot{x}|_{t=0} = \frac{p^2 \cdot P_n}{C}; \quad \ddot{x}|_{t=0} = -p^2 \cdot V_o. \quad (19)$$

Розв'язок рівняння (9) за початкових умов (19) має вид:

$$x(t) = V_o \cdot t + \frac{p^2 \cdot P_n}{2 \cdot C} \cdot t^2 + \left(-\frac{p^2 \cdot V_o}{6} \right) \cdot t^3. \quad (20)$$

Для $P_\partial(t)$ у цьому випадку маємо:

$$P_\partial(t) = C \cdot V_o \cdot t + \frac{p^2 \cdot P_n}{2} \cdot t^2 - \frac{C \cdot p^2 \cdot V_o}{6} \cdot t^3. \quad (21)$$

Для $k_\partial(t)$ можна отримати:

$$k_\partial(t) = \frac{C \cdot V_o \cdot t}{P_n} + \frac{p^2 \cdot t^2}{2} - \frac{C \cdot p^2 \cdot V_o}{6 \cdot P_n} \cdot t^3. \quad (22)$$

Для середньоквадратичного значення $k_\partial(t)$ на інтервалі часу $t \in [0, t_p]$ маємо:

$$\overline{(k_\partial(t))_{t_p}}_{\text{СКВ}} = \left\{ \frac{1}{t_p} \cdot \int_0^{t_p} [k_\partial(t)]^2 dt \right\}^{1/2} = \left\{ \frac{C^2 \cdot V_o^2 \cdot t_p^2}{3 \cdot P_n^2} + \frac{p^4 \cdot t_p^4}{20} + \frac{C^2 \cdot p^4 \cdot V_o^2 \cdot t_p^6}{252 \cdot P_n^2} + \frac{C V_o \cdot p^2 \cdot t_p^3}{4 \cdot P_n} - \frac{C^2 \cdot V_o^2 \cdot p^2 \cdot t_p^4}{15 \cdot P_n^2} - \frac{C \cdot p^4 \cdot V_o \cdot t_p^5}{36 \cdot P_n} \right\}^{1/2}. \quad (23)$$

Для середнього значення $k_\partial(t)$ на інтервалі $t \in [0, t_p]$ маємо:

$$\overline{(k_\partial(t))_{t_p}} = \frac{C \cdot V_o \cdot t_p}{2 P_n} + \frac{p^2 \cdot t_p^2}{6} - \frac{C \cdot p^2 \cdot V_o \cdot t_p^3}{24 \cdot P_n}. \quad (24)$$

Графік залежності $k_\partial(t)$ (22) подані на рис. 2.

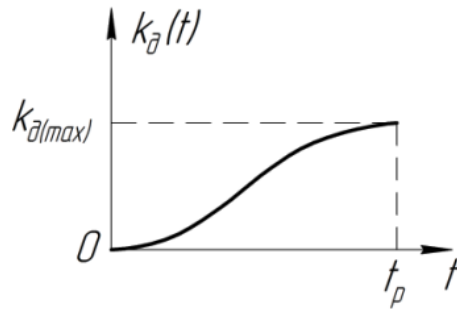


Рис. 2. Залежність $k_\partial(t)$ (22):

$$k_{\partial \max} = \frac{C \cdot V_o \cdot t_p}{P_n} + \frac{p^2 \cdot t_p^2}{2} - \frac{C \cdot p^2 \cdot V_o \cdot t_p^3}{6 \cdot P_n}.$$

Fig. 2. Characteristic curve $k_\partial(t)$ (22):

$$k_{\partial \max} = \frac{C \cdot V_o \cdot t_p}{P_n} + \frac{p^2 \cdot t_p^2}{2} - \frac{C \cdot p^2 \cdot V_o \cdot t_p^3}{6 \cdot P_n}.$$

В. Підйом «з ваги» (вантажу).

$$x|_{t=0} = \frac{Q}{C}; \quad \dot{x}|_{t=0} = 0; \quad \ddot{x}|_{t=0} = \frac{p^2}{C} (P_n - Q); \quad \ddot{x}|_{t=0} = 0. \quad (25)$$

Розв'язок рівняння (9) за початкових умов (25) має вид:

$$x(t) = \frac{Q}{C} + \frac{p^2}{2C} \cdot (P_n - Q) \cdot t^2. \quad (26)$$

Відповідно, для $P_\partial(t)$ маємо:

$$P_\partial(t) = Q + \frac{p^2}{2} \cdot (P_n - Q) \cdot t^2. \quad (27)$$

Для $k_\partial(t)$ у цьому випадку можна отримати:

$$k_\partial(t) = \frac{Q}{P_n} + \frac{p^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{Q}{P_n}\right) \cdot t^2. \quad (28)$$

Середньоквадратичне значення $k_\partial(t)$ на інтервалі часу $t \in [0, t_p]$ має вид:

$$\overline{(k_\partial(t))_{\text{ср}}} = \left\{ \frac{Q^2}{P_n^2} + \frac{p^4 \cdot t_p^4 \cdot \left(1 - \frac{Q}{P_n}\right)^2}{20} + \frac{Q}{P_n} \cdot \frac{p^2 \cdot t_p^2}{3} \cdot \left(1 - \frac{Q}{P_n}\right) \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (29)$$

Для середнього значення $k_\partial(t)$ на інтервалі часу $t \in [0, t_p]$ маємо:

$$\overline{(k_\partial(t))_{t_p}} = \frac{Q}{P_n} + \frac{p^2 \cdot t_p^2}{6} \cdot \left(1 - \frac{Q}{P_n}\right). \quad (30)$$

Графік залежності $k_\partial(t)$ (28) поданий на рис. 3.

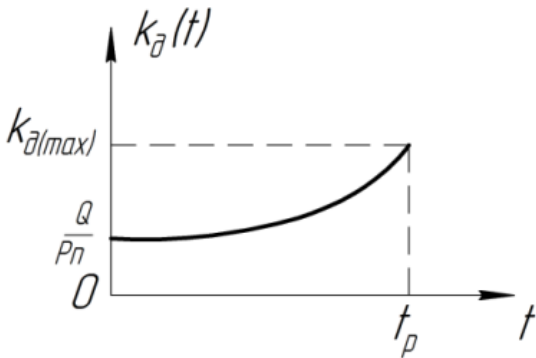


Рис. 3. Залежність $k_\partial(t)$ (28):

$$k_{\partial \max} = \frac{Q}{P_n} + \frac{p^2 \cdot t_p^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{Q}{P_n}\right), \quad \frac{Q}{P_n} < 1.$$

Fig. 3. Characteristic curve $k_\partial(t)$ (28):

$$k_{\partial \max} = \frac{Q}{P_n} + \frac{p^2 \cdot t_p^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{Q}{P_n}\right), \quad \frac{Q}{P_n} < 1.$$

Якщо виконується умова $\frac{Q}{P_n} > 1$, тоді залежність

$k_\partial(t)$ (28) має іншу, відмінну від рис. 3, графічну інтерпретацію (рис. 4).

Знаючи оптимальний закон руху $x(t)$ для різних початкових умов (пп. А, Б, В), легко з рівнянь системи (1) знайти закони руху $x_1(t)$ й $x_2(t)$. Вони наведені нижче. Спочатку запишемо рівняння системи (1) у іншій формі:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 = -\frac{C}{m_1} \cdot x(t) + \frac{P}{m_1}; \\ \ddot{x}_2 = \frac{C}{m_2} \cdot x(t) - \frac{Q}{m_2}. \end{cases} \quad (31)$$

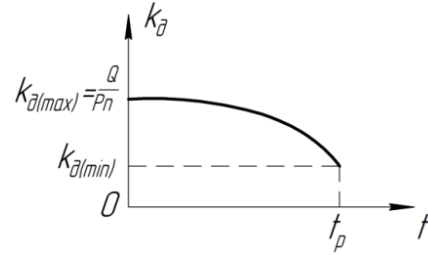


Рис. 4. Залежність $k_\partial(t)$ (28) при $\frac{Q}{P_n} > 1$:

$$k_{\partial \min} = \frac{Q}{P_n} + \frac{p^2 \cdot t_p^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{Q}{P_n}\right).$$

Fig. 4. Characteristic curve $k_\partial(t)$ (28) at $\frac{Q}{P_n} > 1$:

$$k_{\partial \min} = \frac{Q}{P_n} + \frac{p^2 \cdot t_p^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{Q}{P_n}\right).$$

А. Підйом «з підхватом».

$$\{x|_{t=0}=0; \dot{x}|_{t=0}=0\} \Leftrightarrow \begin{cases} x_1|_{t=0}=0; \dot{x}_1|_{t=0}=0; \\ x_2|_{t=0}=0; \dot{x}_2|_{t=0}=0; \end{cases} \quad (32)$$

Оскільки маса m_2 (вантаж) не рухається. При цьому $x(t)$ описується залежністю (12). Маючи початкові умови (32) (нульові для x_1 й x_2 – координат та їх похідних по часу t), легко знаходимо для цього випадку закони руху мас m_1 й m_2 :

$$\begin{cases} x_1(t) = \frac{P \cdot t^2}{2m_1} - \frac{p^2 \cdot P_n \cdot t^4}{24m_1}; \\ x_2(t) = -\frac{Q \cdot t^2}{2m_2} + \frac{p^2 \cdot P_n \cdot t^4}{24m_2}. \end{cases} \quad (33)$$

Б. Підйом «з підхватом» (уточнений варіант).

$$\{x|_{t=0}=0; \dot{x}|_{t=0}=V_0\} \Leftrightarrow \begin{cases} x_1|_{t=0}=0; \dot{x}_1|_{t=0}=V_0; \\ x_2|_{t=0}=0; \dot{x}_2|_{t=0}=0; \end{cases} \quad (34)$$

Умови (34) у зв'язку з тим, що й у цьому варіанті маса m_2 нерухома, а рух відбувається лише у маси m_1 . При цьому $x(t)$ описується залежністю (20). Для законів руху мас m_1 й m_2 у цьому випадку можна отримати:

$$\begin{cases} x_1(t) = \frac{P}{m_1} \cdot \frac{t^2}{2} + V_0 \cdot t - \frac{C \cdot V_0 \cdot t^3}{6m_1} - \frac{p^2 \cdot P_n \cdot t^4}{24m_1} + \frac{C \cdot p^2 \cdot V_0 \cdot t^5}{120m_1}; \\ x_2(t) = -\frac{Q}{m_2} \cdot \frac{t^2}{2} + \frac{C \cdot V_0 \cdot t^3}{6m_2} + \frac{p^2 \cdot P_n \cdot t^4}{24m_2} - \frac{C \cdot p^2 \cdot V_0 \cdot t^5}{120m_2}. \end{cases} \quad (35)$$

В. Підйом «з ваги».

$$\left\{ x|_{t=0} = \frac{Q}{C}; \quad \dot{x}|_{t=0} = 0; \right\} \Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} x_1|_{t=0} = \frac{Q}{C}; \quad \dot{x}_1|_{t=0} = 0; \\ x_2|_{t=0} = 0; \quad \dot{x}_2|_{t=0} = 0; \end{array} \right\}. \quad (36)$$

І у цьому випадку вважаємо у початковий момент масу m_2 нерухомою. Закон $x(t)$ описується залежністю (26). Для законів руху мас m_1 й m_2 у цьому випадку маємо:

$$\begin{cases} x_1(t) = \frac{Q}{C} + \frac{(P-Q)t^2}{2m_1} - \frac{p^2 \cdot t^4}{24m_1}(P_n - Q); \\ x_2(t) = \frac{p^2 \cdot t^4}{24m_2} \cdot (P_n - Q). \end{cases} \quad (37)$$

Висновки

1. У межах моделі дискретними (зосередженими) параметрами встановлені закони руху механічної двомасової моделі, яка моделює функціонування механізму підйому вантажу (мостового) крана, для трьох способів підйому вантажу: а) «з підхватом», «з ваги», «з землі». Аналітично описані основні характеристики цих рухів коливного характеру: 1) амплітуда; 2) частота; 3) період; 4) коефіцієнт динамічності.

2. Запропоновані критерії якості руху, котрі дозволяють у режимах пуску мінімізувати коефіцієнт динамічності для всіх трьох, зазначених вище, способів підйому вантажу та закони руху механічної системи, які задовольняють вказаним критеріям.

3. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення і вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку механізмів підйому вантажу різними способами («з ваги», «з підхватом», «з землі») при функціонуванні кранів у перехідних режимах (пуску, гальмування, реверсу та ін.) і у режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. Иванченко Ф. К., Бондарев В. С., Колесник Н. П., Барабанов В. Я. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. Киев. Вища школа. 1978. 756 с.
2. Вайнсон А. А. Строительные краны. Машиностроение. 1970.
3. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины. Высшая школа. 1972.
4. Александров М. П. Грузоподъемные машины. Высшая школа. 1973.
5. Казак С. А. Динамика мостовых кранов. Машиностроение. 1968.
6. Комаров М. С. Динамика механизмов и машин. Машиностроение. 1968.
7. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Машиностроение. 1969.

8. Березниченко З. А., Климченкова Н. В., Лагуненков С. В. Разработка рациональных режимов управления электромеханической системой мостового крана. *Вісник Донбаської державної машинобудівної академії*. 2012. №4 (29). С. 6-11.

9. Герасимьяк Р. П., Лещев А. А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса: СМІЛ. 2008. 192 с.

10. Александров М. П. Динамика грузоподъемных кранов. 1986. 400 с.

11. Блехман И. И., Мышкис А. Д., Пановко Я. Г. Механика и прикладная математика: Логика и особенности приложений математики. Наука. 1983. 328 с.

12. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике. АСТ: Астрель. 2006. 991 с.

13. Гусак А. А., Гусак Г. М., Бричкова Е. А. Справочник по высшей математике. Минск: ТетраСистемс. 1999. 640 с.

14. Бронштейн И. Н., Семендеев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗов. Наука. 1986. 544 с.

15. Климченкова Н. В., Корниенко С. В. Повышение степени автоматизации технологического процесса перемещения груза кранами. *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*. Харьков: Технологический центр. 2008. №41. С. 41–44.

16. Спосіб вертикального переміщення вантажів краном Патент №27558 Україна. №u200705695; заявл. 23.05.07; опубл. 12.11.2007, Бюл. №18.

17. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динаміка і оптимізація режимів руху мостових кранів. Монографія. Київ. ЦП «КОМПРИНТ». 2016. 314 с.

18. Ловейкін В. С., Пилипка С. Ф., Кадикало І. О. Динамічний аналіз механізма повороту стрілового крана. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. Київ. 2017. Вип. 258. С. 192–202.

19. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Кадикало І. О. Оптимізація режимів руху механізмів обертання вантажопідйомних кранів. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. Київ. 2017. Вип. 262. С. 177–190.

20. Ловейкін, В. С., Човнюк Ю. В., Кадикало І. О. Аналіз умов існування стаціонарних режимів (автоколивань) при роботі мостових кранів. *Підйомно-транспортна техніка*. Одеса. 2016. Вип. 3. С. 4-15.

21. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Кадикало І. О. Динамічна оптимізація вантажопідйомних механізмів кранів при підйомі вантажу «з підхватом». *Научный вестник ДГМА*. 2016. Вип. 2(20Е). С. 90-98.

22. Ловейкин, В. С. Човнюк Ю. В., Кадыкало И. А. Уточненный анализ и минимизация динамических нагрузок в упругих элементах грузоподъемных машин. *Вестник ПНИПУ. Геология. Нефтегазовое и горное дело*. 2016. Т.15, №21. С.354–361. DOI: 10.15593/2224-9923/2016.21.7

23. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Пастушенко С. І. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин: монографія. Київ. нац. ун-

т буд-ва і архіт. Миколаїв. держ. аграр. ун-т. Київ. Миколаїв. Вид-во РВВ МДАУ. 2004. 288 с.

24. Григоров О. В., Петренко О. В. Вантажопідйомні машини: навч. посібник. Х. НТУ „ХПІ”. 2006. 304 с.

25. Stanišić, M. M. On a new theory of the dynamic behavior of the structures carrying moving masses. *Ingenieur-Archiv*. 1985. vol. 55(3). P. 176-185. DOI:10.1007/bf00536412.

26. Tanizumi, K., Hino, J., Yoshimura, T., & Sakai, T. Modelling of Dynamic Behavior and Control of Truck Cranes. (Modelling of Dynamic Behavior of Truck Cranes with Hydraulic System in Swing Operation). *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*. 1994. vol. 60(572). P. 1262–1269. DOI: 10.1299/kikaic.60.1262.

27. Lee, H. P. Dynamic response of a beam with a moving mass. *Journal of Sound and Vibration*. 1996. vol. 191(2). P. 289-294. DOI: 10.1006/jsvi.1996.0122.

28. Oguamanam, D. C. D., Hansen, J. S., & Heppler, G. R. Dynamics of a three-dimensional overhead crane system. *Journal of Sound and Vibration*. 2001. vol. 242(3). P. 411-426. DOI: 10.1006/jsvi.2000.3375.

29. Sun, G., & Kleeberger, M. Dynamic responses of hydraulic mobile crane with consideration of the drive system. *Mechanism and Machine Theory*. 2003. vol. 38(12). P. 1489-1508. DOI: 10.1016/s0094-114x(03)00099-5.

30. Campara, T., Bukvic, H., Sprecic, D. Ability to Control Swinging of Payload during the Movement of the Rotary Cranes Mechanism. *4th International Conference on Intelligent Technologies in Logistics and Mechatronics Systems*. Kaunas Univ Technol Panevezys Inst. Kaunas. LITHUANIA. 2009. P. 52-55.

References

1. Yvanchenko F. K., Bondarev V. S., Kolesnyk N. P., Barabanov V. Ya. (1978). Calculations of lifting and transporting machines. Kyev. Vyshcha shkola. 756.

2. Vainson A. A. (1970). Building cranes. Mashynostroenye.

3. Aleksandrov M. P. (1972). Hoisting machines. Vyshcha shkola.

4. Aleksandrov M. P. (1973). Hoisting machines. Vyshcha shkola.

5. Kazak S. A. (1968). The dynamics of overhead cranes. Mashynostroenye.

6. Komarov M. S. (1968). Dynamics of mechanisms and machines. Mashynostroenye.

7. Hokhberh M. M. (1969). Metal structures of hoisting machines. Mashynostroenye.

8. Berezyuchenko Z. A., Klymchenkova N. V., Lahunenkov S. V. (2012). Development of rational control modes for the electromechanical system of an overhead crane. *Bulletin of the Donbass State Engineering Academy*. №4 (29). 6-11.

9. Herasymiak R. P., Leshchev A. A. (2008). Analysis and synthesis of crane electromechanical systems. Odessa. SMYL. 192.

10. Aleksandrov M. P. (1986). Crane Dynamics. 400.

11. Blekhman Y. Y., Myshkys A. D., Panovko Ya. H. (1983). *Mechanics and Applied Mathematics: Logic and Features of Mathematics Applications*. Nauka. 328.

12. Vyhodskiy M. Ya. (2006). *Handbook of Higher Mathematics*. AST. Astrel. 991.

13. Husak A. A., Husak H. M., Brychykova E. A. (1999). *Handbook of Higher Mathematics*. Mynsk. TetraSystems. 640.

14. Bronshtein Y. N., Semendeev K. A. (1986). *Math Reference for Engineers and Students VTUzov*. Nauka. 544 p.

15. Klymchenkova N. V., Korniyenko S. V. (2008). Increasing the degree of automation of the technological process of moving cargo by cranes. *East European Journal of Advanced Technology*. Kharkov. Tekhnolohycheskyi Tsentr. №41. 41–44.

16. Klimchenkova N. V., Spaska A. M. (2007). Method of vertical movement of cargo by crane. Patent of Ukraine for useful model B 66719/00. №27558. №u200705695; declared. 23.05.07; published. 12.11.2007, №18.

17. Loveikin V. S., Romasevych Yu. O. (2016). Dynamics and optimization of modes of movement of bridge cranes. *Monograph*. Kyiv. TsP «KOMPRINT». 314.

18. 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 Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. Vol. 258. P. 192-202.

19. Loveikin, V. S., Chovnyuk, Yu. V., Kadykalo, I. O. (2017). Optimization of modes of movement of rotating mechanism of cranes. *Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series: Technique and energy of APK*. Kyiv. Vol. 262. 177-190.

20. Loveikin, V. S., Chovnyuk, Yu. V., Kadykalo, I. O. (2016). Analysis of conditions of existence of stationary modes (self-oscillations) during operation of bridge cranes. *Hebezeuge und Furdermitte*. Odesa. Vol. 3. 4-15.

21. Loveikin, V. S., Chovnyuk, Yu. V., Kadykalo, I. O. (2016). Dynamic optimization of hoisting mechanisms of cranes when lifting cargo "with pickup". *DGMA Scientific Bulletin*. Vol. 2(20E). 90-98.

22. Loveikin, V. S., Chovnyuk, Yu. V., Kadykalo, I. O. (2016). Updated analysis and minimization of dynamic loads in elastic elements of lifting equipment. *Bulletin of PNRPU. Geology. Oil & Gas Engineering & Mining*. Vol.15. №21. 354–361. DOI: 10.15593/2224-9923/2016.21.7.

23. Loveikin V. S., Chovniuk Yu. V., Dikteruk M. H., Pastushenko S. I. (2004). Modeling of dynamics of mechanisms of load-lifting machines. *Monograph*. Kyiv. Nats. Un-T Bud-Va I Arkhit. Mykolaiv. Derzh. Ahrar. Un-T. K. Mykolaiv. RVV MDAU. 288.

24. Grigorov, O. V., Petrenko, N. O. (2006). Hoisting machines: navch. posibnik. NTU „HPI”. 304.

25. Stanišić, M. M. (1985). On a new theory of the dynamic behavior of the structures carrying moving masses. *Ingenieur-Archiv*. 55(3). 176-185. DOI:10.1007/bf00536412.

26. Tanizumi, K., Hino, J., Yoshimura, T., & Sakai, T. (1994). Modelling of Dynamic Behavior and Control of Truck Cranes. (Modelling of Dynamic Behavior of Truck Cranes with Hydraulic System in Swing Operation). Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C. 60(572). 1262–1269. DOI: 10.1299/kikaic.60.1262.

27. Lee, H. P. (1996). Dynamic response of a beam with a moving mass. Journal of Sound and Vibration. 191(2). 289-294. DOI: 10.1006/jsvi.1996.0122.

28. Oguamanam, D. C. D., Hansen, J. S., & Heppler, G.R. (2001). Dynamics of a three-dimensional overhead crane system. Journal of Sound and Vibration. 242(3). 411-426. DOI: 10.1006/jsvi.2000.3375.

29. Sun, G., & Kleeberger, M. (2003). Dynamic responses of hydraulic mobile crane with consideration of the drive system. Mechanism and Machine Theory. 38(12). 1489-1508. DOI: 10.1016/s0094-114x(03)00099-5.

30. Campara, T., Bukvic, H., Sprecic, D. (2009). Ability to Control Swinging of Payload during the Movement of the Rotary Cranes Mechanism. 4th International Conference on Intelligent Technologies in Logistics and Mechatronics Systems. Kaunas Univ Technol Panevezys Inst. Kaunas. LITHUANIA. 52-55.

ОПТИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТАХ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ПОДЪЕМА ГРУЗА. ЧАСТЬ II

В. С. Ловейкин, Ю. В. Човнюк, И. А. Кадикало

Аннотация. Во время работы грузоподъемной техники в элементах привода и металлоконструкции возникают значительные динамические нагрузки, приводящие к ускоренному выходу элементов конструкции и механизмов из строя и возникновению аварийных ситуаций. Вопрос устранения динамических нагрузок не решен до сих пор, поэтому в данной работе проведена оптимизация динамических нагрузок в упругих элементах (канатах) грузоподъемных кранов при различных способах подъема груза «с подхватом», «с помощью веса», «с земли». В качестве критерия оптимизации (минимизации указанных нагрузок) в переходных режимах функционирования грузоподъемного крана (пуск, торможение, реверсирование) предложен функционал, который является среднеквадратичным значением коэффициента динамичности на интервале времени, соответствующий длительности переходного процесса, и принимает минимальное значение. Для решения задачи оптимизации режима движения механизма подъема груза использовались методы классического вариационного исчисления. С помощью этих методов установлены соответствующие (оптимальные) режимы (законы) движения груза и электромеханической системы приводного механизма подъема.

Полученные в данном исследовании результаты могут быть в дальнейшем использованы для уточнения и совершенствования существующих инженерных методов расчета механизмов подъема кранов с грузом на гибком подвесе как на стадиях их

проектирования/конструирования, так и в условиях реальной эксплуатации.

Ключевые слова: оптимизация, динамика, нагрузка, канаты, грузоподъемные краны, способы подъема, груз.

OPTIMISATION OF DYNAMIC LOADS IN ELASTIC ELEMENTS OF LOAD LIFTING CRANES WITH DIFFERENT METHODS OF LIFTING. PART II

V. S. Loveykin, Yu. V. Chovniuk, I. O. Kadykalo

Abstract. During the work of lifting machinery there are considerable dynamic loads in the elements of the drive and the metal structure, which lead to the rapid failure of the elements of the structure and mechanisms and emergencies. The issue of elimination of dynamic loads has not been solved yet, so in this work, the dynamic loads in the elastic elements (ropes) of load lifting cranes have been optimized within various methods of cargo lifting: “pick-up”, “using weight”, “from the ground”. As a criterion for optimization (minimization of the specified loads) in the transient modes of operation of the crane (start, brake, reversal), the functional, which takes the minimum value and is the root mean square of the dynamic coefficient at the interval of time, corresponding to the duration of the transition, is proposed. Classical variational calculus methods were used to solve the problem of optimizing the mode of motion of the lifting mechanism. With these methods, the appropriate (optimal) modes (laws) of cargo movement and the electromechanical system of the drive mechanism of lifting are established.

The results obtained in this study can be further used to refine and improve existing engineering methods for calculating lifting mechanisms of the crane with flexible suspension both at the design / construction stages and under actual operating conditions.

Key words: optimisation, dynamics, loading, ropes, load lifting cranes, methods of lifting, cargo.

В. С. Ловейкин ORCID 0000-0003-4259-3900.

Ю. В. Човнюк ORCID 0000-0003-1889-0876.

І. О. Кадикало ORCID 0000-0001-8217-866X.

УДК 631.83.004

ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕРМІНІВ РЕМОНТНИХ РОБІТ ТА ПРОГНОЗУВАННЯ СТРОКІВ СЛУЖБИ КОНТАКТІВ РОЗБІРНОГО ТИПУ ЗА УМОВ НЕПОВНОТИ ВИХІДНОЇ ІНФОРМАЦІЇ

В. В. Козирський¹, І. П. Ткачук², С. М. Волошин¹, І. І. Слушний³

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Науково-дослідний центр «Інноваційні технології», компанія «МЕГА СІБ груп», Україна.

³Регіональна філія «Південно-Західна залізниця» ПАТ «Укрзалізниця», Україна.

Стаття з спеціальності: 141 – електроенергетика, електротехніка та електромеханіка.

Кореспонденція авторів: kozyrskyiv@gmail.com, megacibgroup@gmail.com.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 1, рис. 6, табл. 0.

Анотація. Розбірні контактні з'єднання є найбільш численними елементами електроустановок. Працездатність контактів, їх надійність у значній мірі залежить від режимів електричного струму і температури, контактного тиску та ін. Зміна режимів і тривалість експлуатації призводять до зростання перехідного опору контактів, температури їх нагрівання і можливого теплового руйнування. Традиційними засобами для регулювання тиску в контактах при зміні температурного режиму є сталі тарілчасті пружини. Попередніми дослідженнями встановлено, що ці засоби тільки частково вирішують проблему регулювання контактного тиску. Альтернативою традиційним засобам є інноваційна розробка засобів динамічного управління тиском на основі використання функціональних сплавів з ефектом пам'яті форми.

У роботі проведено математичний аналіз термінів проведення ремонтних робіт та строків служби контактів розбірного типу з використанням теорії ймовірності за умов неповноти вихідної інформації. Дослідженнями обґрунтовано, що застосування динамічного методу управління термомеханічним режимом розбірних контактів дозволяє стабілізувати тиск та подовжити термін експлуатації розбірних контактів у 3-4 рази.

Ключові слова: розбірні електричні контакти, перехідний опір, функціональні сплави з ефектом пам'яті форми, теорія ймовірності, нерівності Чебишева.

Постановка проблеми

Традиційні етапи ймовірнісного аналізу випадкових подій у технічних системах передбачають знання вихідних величин у вигляді статистичної інформації.

Однак отримати достатній об'єм достовірної інформації, яка дасть можливість визначити узагальнені коректні оцінки випадкових подій, практично неможливо.

Тому ймовірнісний аналіз пропонується здійснювати на основі таких положень:

- базуючись на численних результатах статистичного аналізу випадкових факторів, які будуть фігурувати у подальшому в математичних моделях, приймається ствердження, що розподіл ймовірності випадкових факторів визначається законом Гауса (нормальний закон розподілу);

- область можливих значень випадкових факторів задається інтервалами (наприклад, за методом експертних оцінок спеціалістів);

- ймовірнісна оцінка інтервалів функції випадкових факторів за прийнятих умов неповноти вихідної інформації визначається за нерівністю Чебишева;

- проводиться аналіз чутливості ймовірнісного значення функції при різних законах розподілу ймовірності випадкових факторів (з метою порівняння).

Аналіз останніх досліджень

Обґрунтування термінів ремонтних робіт та прогнозування строків служби контактів розбірного типу передбачає наступні узагальнені умови: граничні значення відносної величини перехідного опору для проведення ремонтних робіт контактів приймається $R_{\text{пер}}^* = 2$, строку служби контактів – $R_{\text{пер}}^* = 3$ [1]; врахування впливу на ймовірнісну величину термінів всіх факторів, що носять випадковий характер.

Результати досліджень

В основу аналізу задачі обґрунтування термінів доцільно покласти математичну модель, яка дає можливість моделювати процес старіння контактів у часі.

Після відповідних її перетворень відносно часу t , отримаємо:

$$t = \frac{9,006 \cdot 10^{-6} \cdot N^2 (R_{\text{пер}} - 1)^2 \left[1 - \left(\frac{x_3}{640} \right)^{0,666} \right]^2}{D \cdot R_{\text{пер}}^2 \left[\exp \left(\frac{-U}{K \cdot x_1} \right) \right]^3 \cdot x_2^2 \cdot x_4^2 \cdot x_5^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{x_1}{640} \right)^{0,666} \right]^2}, \quad (1)$$

де $x_1 = \theta$; $x_2 = t_m$; $x_3 = \theta_0$; $x_4 = S_{\text{мш}}$; $x_5 = H_{\text{окд}}$.
У подальшому дані чинники будуть представлені інтервалами:

$$\theta \in (\alpha_1; \beta_1); t_m \in (\alpha_2; \beta_2); \theta_0 \in (\alpha_3; \beta_3); \\ S_{\text{мш}} \in (\alpha_4; \beta_4); H_{\text{окд}} \in (\alpha_5; \beta_5).$$

Відповідно до запису рівняння (1) щільність ймовірності сумісного здійснення декількох незалежних факторів буде:

$$p(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) = \prod_{i=1}^5 p_i(x_i), \quad (2)$$

де щільність ймовірності випадкового фактору при нормальному законі розподілу (за законом Гауса):

$$p_i(x) = \frac{1}{\sigma_i \sqrt{2 \cdot \pi} \cdot C_i} \cdot \exp \left[-\frac{(x - m_i)^2}{2 \sigma_i^2} \right]; \quad (3)$$

$$C_i = \frac{1}{\sigma_i \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot \int_{\alpha_i}^{\beta_i} \exp \left[-\frac{(x - m_i)^2}{2 \sigma_i^2} \right] \cdot dx; \quad (4)$$

$$m_i = \frac{\alpha_i + \beta_i}{2}; \sigma_i = \frac{k \cdot (\beta_i - m_i)}{20}; i = \overline{1,5}; k = \overline{1,7}.$$

При рівномірному розподілі щільності ймовірності випадкових величин:

$$p(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) = \prod_{i=1}^5 p_i, \\ p_i = \frac{1}{\beta_i - \alpha_i}.$$

Математичне сподівання часу t :

$$Mt = \int_{\alpha_1}^{\beta_1} \int_{\alpha_2}^{\beta_2} \int_{\alpha_3}^{\beta_3} \int_{\alpha_4}^{\beta_4} \int_{\alpha_5}^{\beta_5} t(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) p(x_1) p(x_2) p(x_3) p(x_4) p(x_5) d x_1 \dots d x_5 = \quad (5)$$

$$= \int_{\alpha_1}^{\beta_1} \int_{\alpha_2}^{\beta_2} \int_{\alpha_3}^{\beta_3} \int_{\alpha_4}^{\beta_4} \int_{\alpha_5}^{\beta_5} \frac{9,006 \cdot 10^{-6} \cdot N^2 (R_{\text{пер}} - 1)^2 \left[1 - \left(\frac{x_3}{640} \right)^{0,666} \right]^2}{D \cdot R_{\text{пер}}^2 \left[\exp \left(\frac{-U}{K \cdot x_1} \right) \right]^3 \cdot x_2^2 \cdot x_4^2 \cdot x_5^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{x_1}{640} \right)^{0,666} \right]^2} \times$$

$$\times p(x_1) p(x_2) p(x_3) p(x_4) p(x_5) d x_1 \dots d x_5$$

$$M t^2 = \int_{\alpha_1}^{\beta_1} \int_{\alpha_2}^{\beta_2} \int_{\alpha_3}^{\beta_3} \int_{\alpha_4}^{\beta_4} \int_{\alpha_5}^{\beta_5} t^2(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) p(x_1) p(x_2) p(x_3) p(x_4) p(x_5) d x_1 \dots d x_5 =$$

$$\int_{\alpha_1}^{\beta_1} \int_{\alpha_2}^{\beta_2} \int_{\alpha_3}^{\beta_3} \int_{\alpha_4}^{\beta_4} \int_{\alpha_5}^{\beta_5} \frac{9,006^2 \cdot 10^{-12} \cdot N^4 (R_{\text{пер}} - 1)^4 \left[1 - \left(\frac{x_3}{640} \right)^{0,666} \right]^4}{D^2 \cdot R_{\text{пер}}^4 \left[\exp \left(\frac{-U}{K \cdot x_1} \right) \right]^6 \cdot x_2^4 \cdot x_4^4 \cdot x_5^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{x_1}{640} \right)^{0,666} \right]^4} \times \quad (6)$$

$$\times p(x_1) p(x_2) p(x_3) p(x_4) p(x_5) d x_1 \dots d x_5$$

Середнє квадратичне відхилення часу обчислюється за виразом:

$$\sigma_t = \sqrt{M t^2 - (M t)^2}. \quad (7)$$

Відповідно до прийнятих положень аналізу ймовірнісну чисельну оцінку інтервалів часу t за умов неповноти вихідної інформації отримаємо з використанням нерівності Чебишева.

Для умови:

$$P\{|t - M t| \leq k \cdot \sigma_t\} \geq 1 - \frac{1}{k^2}, \quad P \geq 0,95 \Rightarrow k = \sqrt{20}, \quad (8)$$

інтервал часу (ймовірності $P \geq 0,95$) буде визначатись:

$$M t - \sqrt{20} \cdot \sigma_t \leq t \leq M t + \sqrt{20} \cdot \sigma_t. \quad (9)$$

Обчислювальний експеримент ймовірностей інтервалів часу t досягнення перехідним опором граничних значень $R_{\text{пер}}^* = 2$ та $R_{\text{пер}}^* = 3$, розглянуто на прикладі контактної системи розбірного типу алюмінієвих шин. При цьому передбачається врахування різного характеру вихідних даних: детерміновані; випадкові з рівномірним розподілом щільності; детерміновані і випадкові з різними законами розподілу. Вихідні дані: $N=16000$ Н; $K=1,33 \cdot 10^{-23}$; $D=10^{-4}$; $U=0,5 \cdot 10^{-21}$; $\theta \in [25; 100]$; $t_m \in [0,5; 0,55]$; $\theta_0 \in [5; 30]$; $S_m \in [0,25; 0,3]$; $H_0 \in [450; 550]$.

На рис. 1 представлено результати розрахунку інтервалів часу при умові нормального розподілу щільності ймовірності випадкових факторів. Із рис. 1 видно, що еволюція перехідного опору у часі (при умові стабілізації контактного тиску) з ймовірністю $P \geq 0,95$ досягне рівня $R_{\text{пер}}^* = 2$, на протязі відрізка часу $t = 6369 \dots 7871$ годин, та відповідно рівня $R_{\text{пер}}^* = 3$, – на протязі відрізка часу $t = 11323 \dots 13994$ годин.

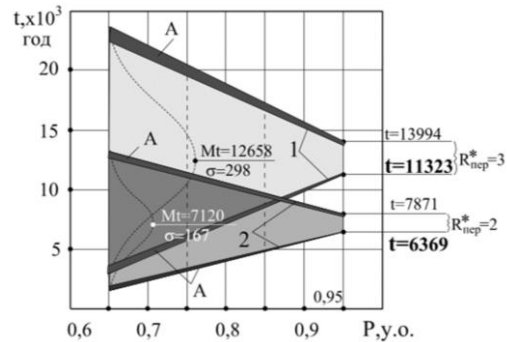


Рис. 1. Залежність інтервалу часу t від величини ймовірності для: 1 – $R_{\text{пер}}^* = 2$, 2 – $R_{\text{пер}}^* = 3$.

Fig. 1. Dependence of time interval t on probability value for: 1 – $R_{\text{пер}}^* = 2$, 2 – $R_{\text{пер}}^* = 3$.

Для класичної моделі контакту без пристроїв управління тиском із сплавів з ефектом пам'яті форми аналогічні показники становлять, відповідно – 1993 годин та 3094 годин. У подальшому в якості експлуатаційних показників часу проведення ремонтних робіт та строку служби контактів необхідно прийняти нижчі крайні значення відповідних інтервалів часу, так як за межами даних з'єднання до стану теплового руйнування.

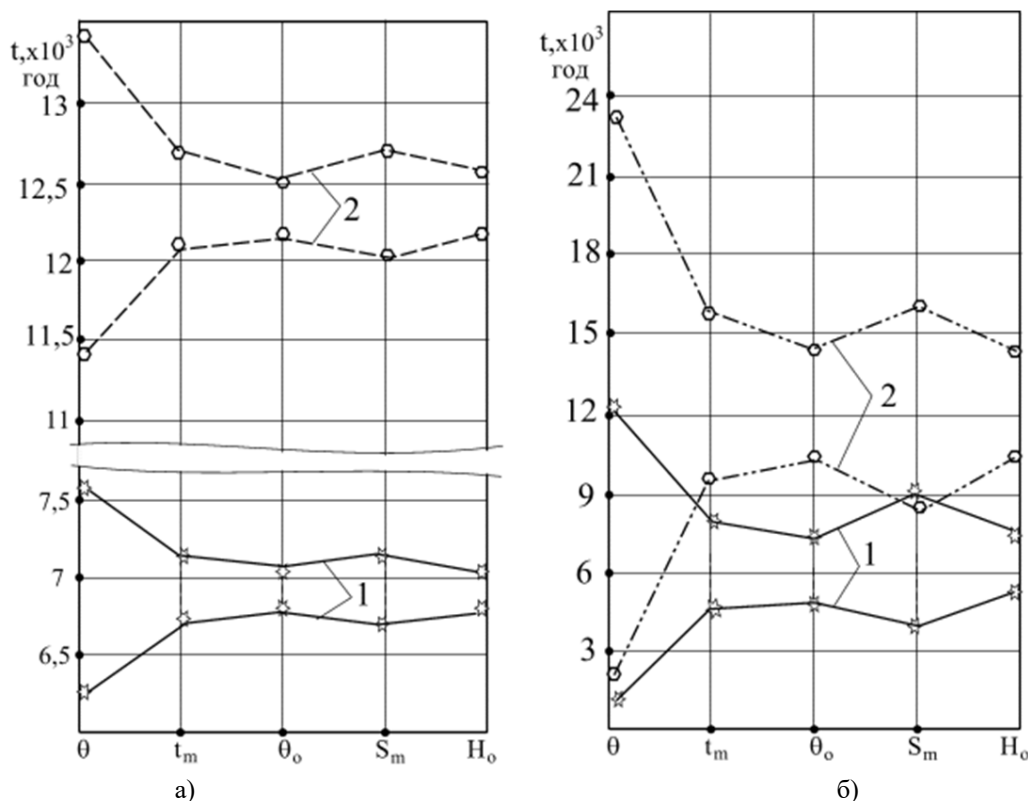


Рис. 2. Вплив інтервалу невизначеності вихідних чинників на ймовірнісну величину інтервалу часу: а – нормальний закон розподілу щільності випадкової величини; б – рівномірний закон розподілу щільності випадкової величини; 1 – $R_{\text{пер}}^* = 2$, 2 – $R_{\text{пер}}^* = 3$.

Fig. 2. Influence of the source factor uncertainty interval on the probabilistic magnitude of the time interval.

Таблиця 1. Результати обчислювального експерименту визначення ймовірнісних інтервалів часу еволюції перехідного опору до рівнів $R_{\text{пер}}^* = 2$ та $R_{\text{пер}}^* = 3$.

Table 1. The results of a computational experiment to determine the probable time intervals of the evolution of the transient resistance to levels $R_{\text{пер}}^* = 2$ та $R_{\text{пер}}^* = 3$.

$R_{\text{пер}}^* = 2$		Вихідні фактори	$R_{\text{пер}}^* = 3$
1	$6369 \leq t \leq 7871$	$x_1 \dots x_5$ – нормально розподілені величини	$11323 \leq t \leq 13994$
2	$3872 \leq t \leq 10188$	x_1 – нормально розподілена величина $x_2 \dots x_5$ – рівномірно розподілені	$6883 \leq t \leq 18111$
3	$1150 \leq t \leq 16299$	$x_2 \dots x_4$ – нормально розподілені x_1, x_5 – рівномірно розподілені	$563 \leq t \leq 28977$
4	$6404 \leq t \leq 7532$	x_1 – нормально розподілена величина $x_2 \dots x_5$ – детерміновані	$11383 \leq t \leq 13391$
5	$6816 \leq t \leq 7112$	x_2 – нормально розподілена величина $x_1, x_3 \dots x_5$ – детерміновані	$12117 \leq t \leq 12644$
6	$6866 \leq t \leq 7062$	x_3 – нормально розподілена величина x_1, x_2, x_4, x_5 – детерміновані	$12207 \leq t \leq 12554$
7	$6788 \leq t \leq 7140$	x_4 – нормально розподілена величина x_1, x_2, x_3, x_5 – детерміновані	$12067 \leq t \leq 12694$
8	$6877 \leq t \leq 7051$	x_5 – нормально розподілена величина x_1, x_2, x_3, x_4 – детерміновані	$12225 \leq t \leq 12536$
9	$1405 \leq t \leq 13209$	x_1 – рівномірно розподілена величина $x_2 \dots x_5$ – детерміновані	$2656 \leq t \leq 23811$
10	$5261 \leq t \leq 8698$	x_2 – рівномірно розподілена величина $x_1, x_3 \dots x_5$ – детерміновані	$9354 \leq t \leq 15463$
11	$5830 \leq t \leq 8134$	x_3 – рівномірно розподілена величина x_1, x_2, x_4, x_5 – детерміновані	$10364 \leq t \leq 14460$
12	$4941 \leq t \leq 9032$	x_4 – рівномірно розподілена величина x_1, x_2, x_3, x_5 – детерміновані	$8784 \leq t \leq 16056$
13	$5960 \leq t \leq 7979$	x_5 – рівномірно розподілена величина x_1, x_2, x_3, x_4 – детерміновані	$10596 \leq t \leq 14185$

На рис. 1 також наведено ілюстрацію впливу звуження інтервалу вихідних величин у 2,5 рази (див. рис. 1, зони А).

Обраний метод аналізу процесу старіння розбірних контактних систем дає можливість дати ймовірнісну оцінку впливу розміру інтервалу невизначеності вихідних факторів на розрахункові показники старіння контактів. Алгоритм даного аналізу наступний. Почергово вихідні показники (дивись попередній приклад) фіксуються на рівні математичного сподівання за виключенням одного, який умовно носить випадковий характер, має інтервал невизначеності, що встановлюється методом експертних оцінок та нормальний закон розподілу. Аналогічний обчислювальний експеримент було проведено за умови, що щільність імовірності випадкового фактору характеризується рівномірним розподілом. Результати розрахунків представлено на рис. 2 і табл. 1.

На основі результатів обчислювального експерименту (рис. 2 та табл. 1) необхідно зробити основний висновок, що процес старіння контактів найбільше пов'язаний з температурою контактного з'єднання.

Найбільший вплив на ймовірнісну величину інтервалу часу створює фактор температури контакту. Для умов ймовірнісного аналізу даний фактор не являється керованим, тобто його вихідні значення обумовлюються природними та технічними обмеженнями і можуть бути змінені при введенні нових нормативних документів, що стосуються температурних режимів контактних систем. Інші вихідні фактори можуть передбачати стадії уточнення і, відповідно, звуження інтервалів можливих значень. Наприклад, контактні системи можна класифікувати за певними ознаками – матеріалом контактів, технологією їх виготовлення, оснащенням додатковими елементами для управління контактним тиском, тощо. Для окремих підкласів контактів обґрунтування термінів проведення ремонтних робіт та строків служби матиме меншу похибку і носитиме більш коректний узагальнений характер.

Висновки

1. Дослідження процесу старіння контактів доцільно розглядати за умов неповноти вихідної інформації на базі застосування методів теорії ймовірності.

2. Граничним рівням перехідного опору за умов застосування управління контактним тиском на основі ефектів пам'яті форми та надпружності: $R_{\text{пер}}^* = 2$ відповідає ймовірнісний інтервал часу $t = 6369 \dots 7871$ годин необхідності проведення ремонту контакту; $R_{\text{пер}}^* = 3$ відповідає ймовірнісний інтервал часу $t = 11323 \dots 13994$ годин – строк служби контакту.

3. Збільшення граничних термінів проведення ремонтних робіт та строків служби контактів у порівнянні з класичною моделлю розбірного контакту складає 3-4 рази.

Список літератури

1. Дзекцер Н. Н., Висленев Ю. С. Многоамперные контактные соединения. Ленинград. Энергоатомиздат. Ленинградское отделение. 2017. 128 с.

References

1. Dzektsers, N. N., Whilenew, Yu. S. (2017). Lot of ampers contact connections. Leningrad. Energoatomizdat. 128.

ОБОСНОВАНИЕ ТЕРМИНОВ РЕМОНТНЫХ РАБОТ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ СРОКОВ СЛУЖБЫ КОНТАКТОВ РАЗБОРНЫЕ ТИПА В УСЛОВИЯХ НЕПОЛНОТЫ ИСХОДНОЙ ИНФОРМАЦИИ

В. В. Козырский, И. П. Ткачук, С. М. Волошин, И. И. Слушный

Аннотация. Разборные контактные соединения являются наиболее многочисленными элементами электроустановок. Работоспособность контактов, их надежность в значительной степени зависит от режимов электрического тока и температуры, контактного давления и др. Изменение режимов и продолжительность эксплуатации приводят к росту переходного сопротивления контактов, температуры их нагрева и возможного теплового разрушения. Традиционными средствами для регулирования давления в контактах при изменении температурного режима являются стальные тарельчатые пружины. Предварительными исследованиями установлено, что эти средства только частично решают проблему регулирования контактного давления. Альтернативой традиционным средствам является инновационная разработка средств динамического управления давлением на основе использования функциональных сплавов с эффектом памяти формы.

В работе проведен математический анализ сроков проведения ремонтных работ и сроков службы контактов разборного типа с использованием теории вероятности в условиях неполноты исходной информации. Исследованиями обосновано, что применение динамического метода управления термомеханическим режимом разборных контактов позволяет стабилизировать давление и продлить срок эксплуатации разборных контактов в 3-4 раза.

Ключевые слова: разборные электрические контакты, переходное сопротивление, функциональные сплавы с эффектом памяти формы, теория вероятности, неравномерности Чебышева.

DYNAMIC CONTROL BY CONTACT TISK IN POWERED ELECTRIC CONTACTS WITH USE SHAPE MEMORY ALLOYS

V. V. Kozyrskyi, I. P. Tkachuk, S. M. Voloshin, I. I. Slushnyi

Abstract. Collapsible contact joints are the most numerous elements of electrical installations. The

efficiency of the contacts, their reliability to a large extent depends on the modes of electric current and temperature, contact pressure, etc. Modification of modes and operation time lead to an increase in the resistance of the contacts, the temperature of their heating and possible thermal destruction. Traditional means for controlling the pressure in the contacts when changing the temperature regime are steel plate springs. Previous investigations have established that these means only partially solve the problem of regulation of contact pressure. An alternative to traditional means is the innovative development of dynamic pressure control tools based on the use of functional alloys with the shape memory effect.

The mathematical analysis of terms of carrying out repair works and service life of collision type contacts with the use of probability theory in the conditions of incompleteness of the initial information is carried out. The research substantiates that the use of dynamic method of control of the thermomechanical regime of collapsible contacts allows to stabilize pressure and extend the life of collapsible contacts by 3-4 times.

Key words: collapsible electrical contacts, transient resistance, functional alloys with memory effect of form, probability theory, Chebyshev inequalities.

В. В. Козирський ORCID 0000-0001-6780-9750.

І. П. Ткачук ORCID 0000-0002-6587-8354.

С. М. Волошин ORCID 0000-0003-0049-7224.

І. І. Слушний ORCID 0000-0003-1899-3082.

УДК 631.333.92 : 631.22.018

АНАЛІЗ СПОСОБІВ ТА ЗАСОБІВ ДЛЯ ПЕРЕМІШУВАННЯ СУБСТРАТУ В МЕТАНТЕНКАХ БІОГАЗОВИХ УСТАНОВОК

О. Г. Скляр, Р. В. Скляр

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, Україна.

Стаття з спеціальності: 162 – біотехнології та біоінженерія.

Кореспонденція авторів: radmila.skliar@tsatu.edu.ua.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 10, рис. 5, табл. 2.

Анотація. В роботі проведено аналіз існуючих способів і засобів для перемішування субстрату в метантенках біогазових установок (БГУ). В останніх необхідно використовувати високоякісні мішалки, оскільки вони підтримують гомогенність субстрату, рівномірно розподіляють біомасу і теплоту та запобігають утворенню донних відкладень та плаваючого шару. Необхідні інтервали перемішування визначаються для кожної біогазової установки індивідуально шляхом проб. Після запуску перемішувати краще дещо частіше, ніж в звичайному режимі і уповільнювати після того, як вже можна розрізнити утворення плаваючої кірки. Бактерії зростають колоніями і утворюють грудки. Швидке перемішування їх розбиває і заважає бактеріям розвиватися, оптимальною є їх повільна робота. Тому, нами обгрунтовані галузі використання різних засобів перемішування в метантенках, переваги і недоліки в процесі їх роботи, особливості експлуатації і конструкції. Розглянуті вимоги, що пред'являються до механічних мішалок. Традиційна техніка для змішування, в першу чергу, високооборотні пропелерні заглиблені мішалки, були запозичені з техніки для роботи з гноєм, яку пристосували для біогазової технології. Через зростання використання поновлюваної сировини, застосовуються субстрати з високим вмістом сухої речовини, які негативно впливають на текучі властивості субстратів, тому необхідно зменшувати кількість оборотів лопатей. Оскільки при цьому перемішування буде проходити не досить добре, то необхідно підвищувати діаметр лопатей мішалки або їх кількість. Гідравлічне перемішування має ту перевагу, що необхідні для перемішування механічні блоки розташовані за межами реактора і внаслідок цього знос їх незначний, а технічне обслуговування менш витратне. Використання гідравлічних та пневматичних систем обмежується лише субстратами невеликої в'язкості з незначною схильністю до утворення піни, плаваючою кіркою і осадовими нашаруваннями.

Ключові слова: біогазова установка, метантенк, мішалка, гній, субстрат, способи перемішування.

Постановка проблеми

Із зростанням цін на енергоносії збільшується інтерес до енергії з відновлюваних ресурсів [1, 2, 8]. Біогазові установки є однією з небагатьох технологій, які можуть працювати як на національному, так і на місцевому рівні. Щоб досягти економічної експлуатації, біогазова установка повинна бути надійною. Складність технології вимагає застосування високоякісних компонентів на всіх етапах, від планування і проектування до безперервної роботи.

Сировина в метантенку в процесі протікання реакції має тенденцію розділятися на фракції. На дні метантенку накопичується нерозчинний осад, більш легкі частинки, що захоплюються бульбашками газу, піднімаються наверх і утворюють кірку. Все це істотно уповільнює швидкість реакції. Для того, щоб реакція протікала рівномірно і ефективно, масу всередині реактора необхідно час від часу перемішувати. Також перемішування покращує рівномірність прогріву сировини. Але перемішування хімічно активної маси всередині герметичного реактора – складне завдання. Перемішуючі деталі повинні бути зроблені з корозійностійкого матеріалу. Привід перемішуючого пристрою повинен перебувати або всередині метантенку, або необхідно застосувати високоякісну перехідну муфту.

Аналіз останніх досліджень

За способом перемішування в метантенку біогазові установки підрозділяються на установки, в яких перемішування може здійснюватися з допомогою механічних засобів, гідравлічними системами та під тиском пневматичної системи.

Механічні мішалки ефективні при переробці важких субстратів з вмістом сухої речовини (СР) до 20% [1] або в саморобних біогенераторах малого об'єму з ручними мішалками. Велика частина перемішуючих пристроїв представляє собою горизонтально або вертикально встановлений вал, на якому закріплені лопаті або інші елементи з гвинтовою поверхнею, що забезпечують переміщення маси. Механічні мішалки забезпечують досить високу турбулентність біомаси у всіх

зонах реактора, але при цьому вимагають підвищених витрат електроенергії [3, 4].

В промислових біогазових установках великого обсягу переважно використовують гідравлічні перемішувачі пристрої. Подаючи струмінь рідини під тиском через сопло вдається досягти якісного перемішування у всіх зонах реактора. При цьому можна використовувати гідравлічні системи з нерухомим соплом і з рухомим, здатним переміщатися навколо осі біореактору [5, 6, 7].

Для перемішування рідких субстратів чудово себе зарекомендувала пневматична система перемішування газом, який під надлишковим тиском подається назад в реактор. Така система дозволяє при мінімальних витратах електроенергії забезпечувати рівномірне перемішування субстрату без використання механічних приводів. Газ може нагнітатися через дно, бічну стінку або купол. Сідиганов Ю. М., Шамшуров Д. М., Костромін Д. М. провели ряд робіт над тим, щоб підвищити якість перемішування, нагнітаючи в рідкий субстрат біогаз [1]. Єрмоловим М.А. було запропоновано використовувати для перемішування вилучений з біогазу діоксид вуглецю [1].

З усіх трьох способів найдешевшим і надійним для малих установок виходить [8, 9] застосування перемішувача пристрою, що знаходиться всередині реактора. Спеціальні перехідні муфти не є стандартним виробом, тому застосування їх в малих і середніх біогазових установках доцільно при їх серійному випуску [10]. Для пневматичного перемішування потрібен якісний пожежо- і вибухобезпечний компресор, а для гідравлічного перемішування – потужний фекальний насос. Тому два останні способи доцільніше застосовувати у великих установках.

Мета досліджень

Мета досліджень полягає у проведенні аналізу сучасних способів і засобів для перемішування субстрату в метантенках біогазових установок, їх переваг і недоліків, особливостей експлуатації і конструкції.

Результати досліджень

Попереднє перемішування вихідного субстрату відбувається при завантаженні свіжого субстрату, з-за термічних конвекційних течій і спливання газових бульбашок. Але такого перемішування недостатньо, тому необхідно забезпечити додаткову активність у зброджуваному середовищі.

В метантенку необхідно використовувати високоякісні мішалки, оскільки вони підтримують гомогенність субстрату, рівномірно розподіляють біомасу і теплоту та запобігають утворенню донних відкладень та плаваючого шару.

Необхідні інтервали перемішування визначаються для кожної біогазової установки індивідуально шляхом проб. Після запуску перемішувати краще дещо частіше, ніж в звичайному режимі і зменшувати після того як вже можна розрізнити утворення плаваючої кірки. Бактерії ростуть колоніями і утворюють грудки.

Швидке перемішування їх розбиває і заважає бактеріям розвиватися, оптимальною є їх повільна робота.

Механічні мішалки. Використання механічних мішалок (рис. 1) залежить від в'язкості і вмісту твердих речовин в субстраті. Пропелерні мішалки. Результат перемішування в значній мірі визначається швидкістю та ефективністю потоку, створюваного в усьому обсязі резервуара. Величина цього потоку, в свою чергу, залежить від сили тяги. Факторами, що визначають споживання енергії при створенні сили тяги, є гідравлічна ефективність, швидкість обертання і діаметр пропелера.

У вертикальних реакторах, які працюють за принципом ємності з мішалкою, використовуються мішалки з заглибленим двигуном (рис. 2). Вони повністю заглиблені в субстрат, тому їх кожухи водонепроникні і стійкі до впливу корозії. Вони охолоджуються під впливом навколишнього середовища (таблиця 1).

Пропелер, в залежності від свого розташування, виробляє течію в горизонтальному або вертикальному напрямку. Зручним для запобігання утворенню плаваючих кірок і осаду є можливість змінювати висоту розташування мішалки.

В якості напрямної використовується прямокутна труба. Якщо мішалка не повинна повертатися навколо вертикальної осі, то для газонепроникної ізоляції буде досить труби, нижній кінець якої занурюється в гній і по якій проводять кабель і трос до мішалки. Вона буде надійно захищати проводку. Для мішалки, яка буде повертатися в різні боки, трос направляється роликками. Крім того, на рухомий опір необхідно встановити заглиблену ємність, що наповнюється водою і ущільнює рухливую обсадну трубку і нерухомий штатив.

Слід також враховувати, що заглиблені двигуни можна використовувати при температурному режимі до 40 °С, оскільки в іншому випадку вони не будуть в достатній мірі охолоджуватися. Мішалки з заглибленими двигунами з прямим електроприводом працюють з високою кількістю оборотів до 1500 хв.⁻¹ і тому переважно придатні для резервуарів в яких бродить виключно один гній, або для роботи в дображувачах або лагунах, де вже відбулося суттєве розкладання сухої речовини. Якщо вони все-таки використовуються в метантенках з відповідним співвідношенням резервуар-діаметр і для яких застосовуються поновлювані джерела сировини, то найкраще встановлювати два пристрої, які монтуються в протилежних кінцях один проти одного. Крім того, з метою запобігання утворенню осаду можна встановити додатково ще третю мішалку.

Діаметр ротора дво- або трилопатевого мішалок залежить переважно від кількості оборотів і перебуває в межах 300...700 мм. Крім гвинтових заглиблених мішалок з електричним приводом, застосовуються також пропелерні мішалки з тяговим приводом.

Схожу функцію, як і пропелерні заглиблені мішалки (таблиця 1) виконують мішалки з подовжений валом (рис. 3, а), які вводять або через перекриття резервуара, або через стіну. В цьому випадку двигун знаходиться зовні і через подовжений вал приводить в рух пропелер. Ці мішалки на відміну від гвинтових заглиблених мішалок можуть працювати при температурі субстрату істотно вище 40 °С.



Рис. 1. Класифікація способів і засобів для перемішування субстрату в метантенку біогазової установки.

Fig. 1. Classification of methods and means for mixing the substrate in the methane tank of the biogas plant.

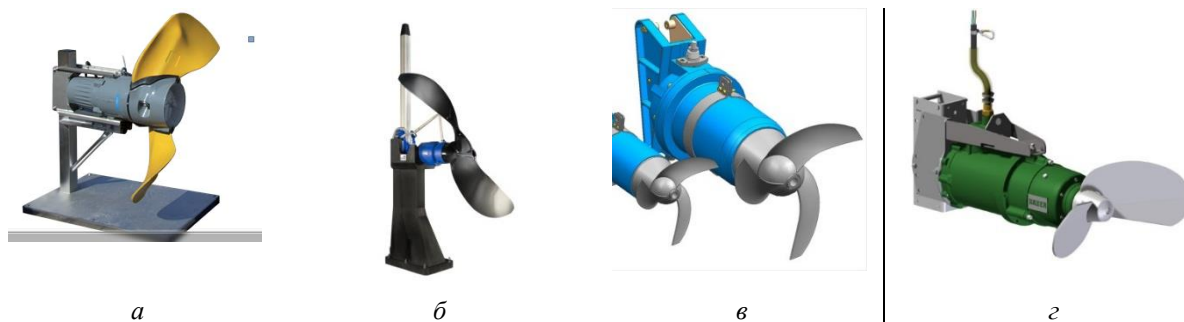


Рис. 2. Види мішалок з заглибленим двигуном: а) «бананова» Flygt; б) низькооборотна крупнолопатева Амапроп, в) високооборотна Амамікс, г) Бауер МСХН.

Fig. 2. Types of submersible mixers: a) "banana" Flygt; b) low-speed large-bladed Amaprop, c) high-speed Amamix, d) Bauer MSXH.

Для в'язких, що містять волокна субстратів слід звернути увагу на те, щоб мішалка могла повертатися не тільки в вертикальному, а й горизонтальному напрямку. Такі міксери можуть бути також оснащені ріжучими пристроями для подрібнення волокон. Для цього застосовують або пропелери з навареними зубцями (наплавлений валик) або спеціальні, серповидні ріжучі пристрої, що встановлюються додатково крім пропелерів на валу мішалки.

Ріжучі пристрої не тільки розпушують субстрат в ферментаторі, але також подрібнюють і розріджують твердий гній в резервуарі попереднього зберігання. Центральну мішалку (рис. 3, б) встановлюють зверху переважно в ферментаторах з об'ємом понад 1000 м³ і співвідношенням діаметр-висота близько 1: 1,2. Електромотор і коробка передач в цьому випадку розташовуються зовні. Залежно від геометричної форми резервуара і субстрату, на вісь встановлюють одну або більше лопатей. На відміну від названих вище ферментаторів, в яких перемішування відбувається переважно

в горизонтальному напрямку, такі мішалки повинні генерувати постійну течію в напрямку зверху в низ і біля стін вгору.

У горизонтальних ферментаторах з цистерн, незалежно від того, зроблені вони зі сталі (круглі) або з бетону (прямокутні), встановлюються механічні лопатеві мішалки (рис. 4, а). Типовим для цих низькооборотних мішалок є те, що вони охоплюють всю бродильну камеру, не створюють зайвих течій і переважно працюють в поперек до напрямку течії субстрату.

Субстрат протікає по трубі у вигляді пробки, без змішування свіжого субстрату з перебродженим матеріалом. Такий принцип «пробочної течії» має позитивні ефекти щодо гігієнізації і для біології процесу.

Окремі лопаті мішалки розташовані на центральному приводному валу і мають на своїх закінченнях невеликі лопатки. Оскільки при запуску мішалки, з осадом стикаються завжди лише деякі лопатки, але всі контактують з плаваючою кіркою, то не виникає ніяких великих піків обертаючих моментів.

Таблиця 1. Аналіз механічних мішалок в метантенках біогазових установок
Table 1. Analysis of mechanical stirrers in digesters of biogas plants

Мішалка із заглибленим двигуном	Мішалка з подовженим валом	Центральна мішалка	Лопатева мішалка
Придатність			
1) усі субстрати за технологією мокрого зброджування 2) не підходить для дуже високої вологості	усі субстрати за технологією мокрого зброджування, тільки в реакторах вертикального розташування	усі субстрати за технологією мокрого зброджування, тільки в реакторах вертикального розташування	усі субстрати за технологією мокрого зброджування (особливо для субстратів з великим вмістом СР)
Переваги			
1) утворює турбулентний потік, таким чином забезпечує добре перемішування в реакторі та видалення піни і осаду 2) завдяки дуже добрій рухомості можливе цілеспрямоване перемішування в усіх зонах реактора	1) можливо досягнути якісного перемішування в реакторі 2) практично ніяких рухомих частин у реакторі 3) привід за межами реактора, зручне технічне обслуговування 4) при безперервній експлуатації можливо запобігти осадженню та спливанню	1) можливо досягнути якісного перемішування в реакторі 2) практично ніяких рухомих частин у реакторі 3) привід за межами реактора, зручне технічне обслуговування 4) тонкі шари піни можуть засмоктуватися вниз 5) в істотному ступені запобігають безперервним процесам осадження та спливання	1) можливо досягнути якісного перемішування в реакторі 2) привід простий у технічному обслуговуванні за межами реактора, також можливе підключення валів з цапфою 3) запобігання процесам осадження та спливання
Недоліки			
<i>загальні:</i> 1) із-за напрямних шин багато рухомих частин у реакторі 2) для технічного обслуговування необхідно отвір у реакторі, але у більшості випадків випорожнення можливо запобігти (у випадку оснащення лебідкою) 3) із-за періодичного перемішування можливі процеси осадження і спливання <i>пропелер:</i> при збагачених СР субстратах можливо утворення каверн (мішалка обертається «у власному соку») <i>пропелер з великими лопатями:</i> положення мішалки повинно бути визначено перед введенням в експлуатацію	1) внаслідок стаціонарної установки можливе неповне перемішування 2) із-за цього можливе утворення осаду і піни 3) із-за періодичного перемішування можливі процеси осадження і спливання 4) якщо двигуни знаходяться за межами реактора, можливі проблеми із-за їх шумності 5) підшипники і вали, що знаходяться в реакторі, схильні до неполадок, іноді може знадобитися часткове або повне спорознення реактора	1) внаслідок стаціонарної установки можливе неповне перемішування 2) із-за цього можливе утворення осаду і піни, в особливості до цього схильні зони по краям реактора 3) підшипник вала піддається великим навантаженням, тому може потребувати інтенсивного технічного обслуговування	1) для технічного обслуговування лопатей реактор потрібно спорознити 2) при аваріях на реакторах зброджування твердих речовин необхідне ручне розвантаження усього реактора (іноді можливо використовувати розпушувач (додаткова мішалка) і відкачування насосами) 3) можливе не повне перемішування із-за стаціонарної установки, течія в реакторі повинна забезпечуватися за допомогою додаткових агрегатів (у реакторах горизонтального розташування у більшості випадків за допомогою живильних шнеків, у реакторах вертикального розташування за допомогою мішалок тягової дії)
Особливості експлуатації			
1) отвір для прямої труби у перекритті реактора не повинен пропускати біогаз 2) періодичне керування, наприклад, за допомогою реле часу або інше керування процесами 3) корпуси двигунів повинні бути повністю непроникними для рідини, іноді можливо рекомендувати систему автоматичного знаходження течії в корпусі двигуна 4) охолодження двигуна повинно забезпечуватися і при високих температурах у реакторі 5) можливий повільний пуск і регулювання швидкості обертання за допомогою перетворювачів частоти	1) отвори для осі мішалки повинні бути газонепроникними 2) періодичне керування, наприклад, за допомогою реле часу або інше керування процесами 3) можливий повільний пуск і регулювання швидкості обертання за допомогою перетворювачів частоти	1) отвори для осі мішалки повинні бути газонепроникними 2) можливе регулювання швидкості обертання за допомогою перетворювачів частоти	1) отвори для осі мішалки повинні бути газонепроникними 2) можливе регулювання швидкості обертання за допомогою перетворювачів частоти
Особливості конструкції			
6) заглиблені безредукторні або редукторні електродвигуни з пропелером 7) можливий діаметр пропелерів близько 2,0 м 8) матеріал: стійкий до впливу корозії, нержавіюча сталь або чавун із покриттям	1) розташовані за межами реактора електродвигуни з/без редуктора, вісь мішалки внутрішнього розташування з одним або декількома пропелерами або парами лопатей (за необхідністю з подрібнювачами) 2) частково кінець вісі, зафіксований на дні, виконано у плаваючій або поворотній формі 3) можливе підключення валів із цапфою	1) електродвигуни зовнішнього розташування з редуктором, вісь мішалки внутрішнього розташування з одним або декількома пропелерами і/або лопатями, в якості стоячих або підвішених мішалок 2) монтаж пропелерів можливо виконувати в напрямній трубі для утворення течії 3) можливе ексцентрикове розташування	електродвигуни зовнішнього розташування з редуктором, вісь мішалки внутрішнього розташування з декількома лопатями, наприклад, можливий монтаж труб-теплообмінників в якості додаткових агрегатів, що змішують, на осі та/або в якості вузла з лопатями (на реакторах горизонтального розташування)

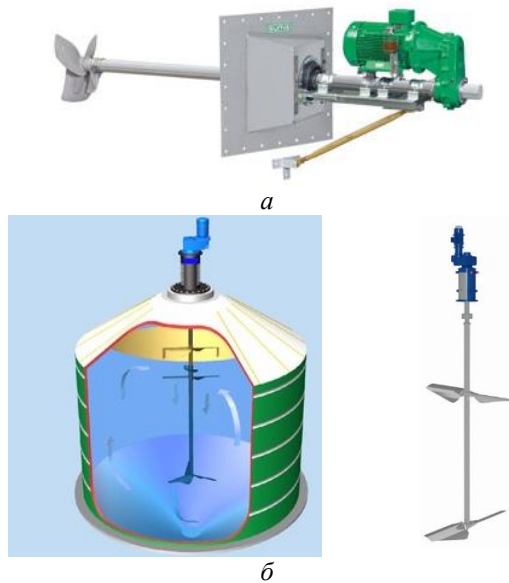


Рис. 3. Види мішалок: а) з подовженим валом Zörg; б) центральна Agimix.

Fig. 3. Types of stirrers: a) with an elongated Zörg shaft; b) central Agimix.

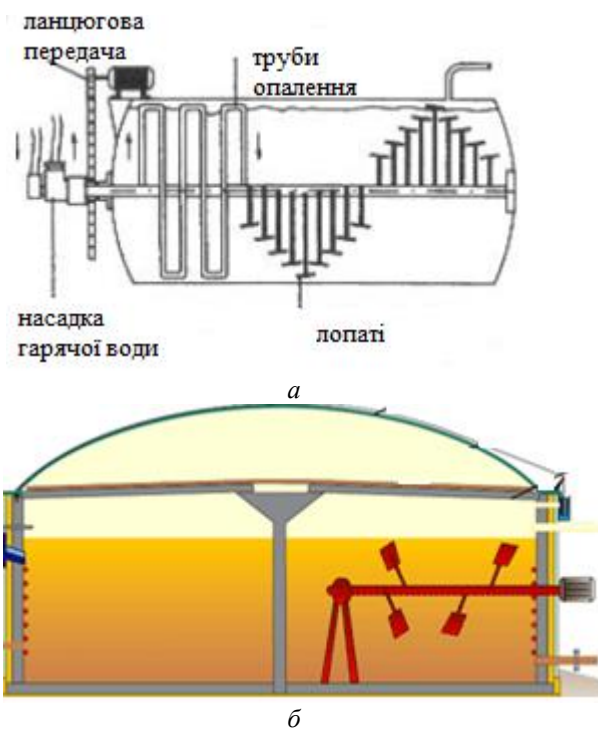


Рис. 4. Лопатеві мішалки в метантенках: а) горизонтальна витиска з трубами опалення; б) на штативі Zörg.

Fig. 4. Shovel mixers in methane tanks: a) horizontal outlet with heating pipes; b) on a Zörg tripod.

Вал, в залежності від довжини резервуара, повинен мати крім основного ще два-три кріплення. У таких випадках застосовують підшипники ковзання з твердої деревини або штучних матеріалів.

Привод валу, як правило, відбувається за допомогою розташованого зовні приводного двигуна. Для редукції кількості оборотів використовують ланцюгові

передачі або планетарні коробки передач. Якщо кількість оборотів становить $2 \dots 4 \text{ хв}^{-1}$, то необхідна приводна потужність для резервуара об'ємом 100 м^3 становитиме лише $1 \dots 1,5 \text{ кВт}$.

Для нещодавно розроблених біогазових установок з проточною течією субстратів, все частіше, застосовують лопатеві мішалки з гідравлічним приводом, на яких змінювати кількість оборотів можна за допомогою гідравлічного приводу.

Залежно від складу субстрату і в залежності від схильності до утворення плаваючої кірки і осадових нашарувань, такі мішалки можуть працювати протягом доби $6 \dots 12$ разів, тривалістю $5 \dots 10 \text{ хв}$.

За допомогою таких мішалок можна надійно перемішувати дуже важкі субстрати з вмістом СВ до 20%, а також з великою кількістю волокон.

Підігрів субстрату відбувається за допомогою обертючих змісподібних лопатей мішалки, всередині яких протікає гаряча вода.

Через їх надійну, потужну і енергозберігаючу роботу, на сьогоднішній день практично тільки цей тип застосовують для горизонтальних установок з цистернами.

У разі поломки, необхідно повністю звільнити ферментатор для демонтажу мішалки.

Лопатеві мішалки (низькооборотні), як правило, мають кількість оборотів менше 40 хв^{-1} і розраховані на режим роботи в тривалих інтервалах. Лопаті мають розмах від 1 до 2 м, а іноді і більше.

Загальна споживана потужність становить близько $0,1 \text{ кВт/м}^3$ об'єму метантенку – якщо обсяг від 100 м^3 , то це порівняно небагато. Бродильний субстрат повинен постійно підтримуватися в гомогенному стані. Через це відпадає необхідність у додатковій продуктивності мішалки з руйнування розшарувань, що утворились.

У реакторах вертикального розташування вал мішалки розміщується горизонтально на сталевій конструкції. Напрямок валу змінити не можна (рис. 4, б).

Понад 80% метантенків мають форму вертикальних круглих метантенків. Для резервуарів такого типу вимоги, які пред'являються до мішалок найрізноманітніші: вони дуже змінилися внаслідок застосування енергетичних культур рослин. Принципово варто звернути увагу:

- традиційна техніка для змішування, в першу чергу високооборотні пропелерні заглиблені мішалки, були запозичені з техніки для роботи з гноєм, яку пристосовували для біогазової технології;
- через зростання використання поновлюваної сировини, застосовуються субстрати з високим вмістом СВ;
- субстрати з високим вмістом СВ негативно впливають на текучі властивості субстратів. В такому разі необхідно зменшувати кількість оборотів лопатей;
- оскільки при зниженні кількості оборотів перемішування буде проходити не досить добре, то необхідно підвищувати діаметр лопатей мішалки або їх кількість (рис. 5).

Таблиця 2. Аналіз гідравлічних і пневматичних систем.**Table 2.** Analysis of hydraulic and pneumatic systems.

Гідравлічні системи	Пневматичні системи
Придатність	
усі субстрати, що легко перекачуються при мокрому зброджуванні	дуже малов'язкі субстрати з незначним утворенням піни)
Переваги	
якісне перемішування в реакторі досягається заглибними центр обіжними насосами або напрямними трубами, що регулюються, завдяки цьому можливо і видалення осаду та піни	1) можливо досягнути якісного перемішування в реакторі 2) зручне для техобслуговування розташування газових компресорів за межами реактора 3) запобігають утворенню осаду
Недоліки	
1) із зовнішніми насосами без цілеспрямованого напрямку течії можливо утворення осаду та піни 2) із зовнішніми насосами без цілеспрямованого напрямку течії осад і піну видалити не можливо	для техобслуговування приладів для подачі біогазу реактор потрібно випорожнити
Особливості експлуатації	
залежність продуктивності насосів від фізико-механічних властивостей субстрату	компресорна техніка повинна підходити до складу газу
Особливості конструкції	
1) заглибний відцентровий насос або сухої установки відцентровий, ексцентриковий шнековий насос або роторно-поршневий насос 2) при використанні насосів зовнішнього розташування місця входу можливо забезпечувати рухомими напрямними трубами або форсунками, можливе перемішування різних місць входу	1) рівномірне розташування форсунок по усьому днищу реактора або принцип ерліфту для нагнітання біогазу до вертикальної напрямної труби 2) використовується комбінація з гідравлічним або механічним перемішуванням

**Рис. 5.** Графік залежності кількості оборотів ротора від діаметру різних видів мішалок та зростання вмісту СР.

Fig. 5. A graph of the rotation speed of the rotor on the diameter of different types of stirrers and the increase in the content of DM.

В системах гідравлічного перемішування (таблиця 2) використовують, як правило, потужний відцентровий насос, який буде відповідати також за наповнення ферментатора з змішувального резервуара, а також за наповнення цистерн з резервуара зберігання. Бажана функція встановлюється шляхом зміни напрямку подачі субстрату за допомогою запірного шибер. Відсмоктування і подача субстрату повинні відбуватися таким чином, щоб вміст метантенку, по можливості, повністю перемішувався. Найкращого ефекту перемішування вдається досягти за допомогою агрегатів, в яких струмінь подачі проходить через 3-ступінчастий шибер, після чого потрапляє в кратер в нижній і верхній частині метантенку. Гідравлічне перемішування має таку перевагу, що необхідні для перемішування

механічні блоки (насоси та компресори) розташовані за межами реактора і внаслідок цього знос їх незначний, а технічне обслуговування менш витратне. Використання гідравлічних систем обмежується лише субстратами невеликої в'язкості з незначною схильністю до утворення піни, плаваючою кіркою і осадовими нашарувань.

Пневматичні системи. Бульбашки біогазу, що піднімаються, створюють лише вертикальний рух в субстраті. Такий тип перемішування придатний лише для субстрату (табл. 2), для якого важливим є неповне перемішування, щоб досягти ефекту гомогенізації. Щоб зробити більш цілеспрямовану дію компресора на субстрат, слід розподілити подачу газу на багато вентилів. Цей спосіб придатний, в першу чергу, для таких видів субстратів, як і при гідравлічному перемішуванні.

Висновки

1. Мішалки метантенку з метою оптимізації енергоспоживання повинні бути приведені у відповідність з геометричною формою резервуара і особливостей субстрату. Для субстратів з яскраво вираженою схильністю до розшарування найкраще підходять централізовані вмонтовані в перекриття штативні міксери, розраховані на тривалі цикли роботи (низькооборотні мішалки) порівняно з зануреними мішалками (як правило високооборотні).

2. Для вертикальних резервуарів вимоги, що пред'являються до мішалок змінилися внаслідок застосування енергетичних культур рослин.

3. За допомогою лопатевих мішалок з гідравлічним приводом можна надійно перемішувати важкі субстрати з вмістом СВ до 20%, а також великою кількістю волокон. Через їх надійну, потужну і енергозберігаючу роботу, на сьогоднішній день практично тільки цей тип застосовують для горизонтальних установок з цистернами.

Список літератури

1. Руководство по биогазу: от получения до использования. Германия: Агентство по возобновляемым ресурсам (FNR), 2010. 215 с.
2. Болтянская Н. И. Анализ основных направлений ресурсосбережения в животноводстве. Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. 2016. Vol. 18. No 13, b. P. 49-54.
3. Болтянский Б. В. Обгрунтування конструктивно-функціональної схеми біореактора – установки для переробки органічних відходів (гною). Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь: ТДАТУ, 2015. Вип. 15. Т. 3. С. 182-188.
4. Шацький В. В., Скляр О. Г., Скляр Р. В., Солодка О. О. Вплив структури субстрату на вихід біогазу при метановому зброджуванні. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь: ТДАТУ, 2013. Вип. 13. Т.3. С. 3-12.
5. Скляр О. Г., Скляр Р. В. Аналіз методів визначення часу перебування та навантаження на метантенк. Вісник Харківського національного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2014. Вип. 148. С. 405-412.
6. Скляр О. Г., Скляр Р. В. Аналіз конструкцій біогазових установок з вібраційною інтенсифікацією процесу анаеробного бродіння. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь: ТДАТУ, 2014. Вип. 14. Т. 3. С. 196-203.
7. Скляр О. Г., Скляр Р. В. Методи інтенсифікації процесів метанового зброджування. Науковий вісник ТДАТУ. Мелітополь, 2014. Вип.4. Т.1 С. 3-9: сайт. URL: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf4t1/3.pdf>.
8. Skliar A., Skliar R. Justification of conditions for research on a laboratory biogas plant. MOTROL: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. Lublin, 2014. Vol. 16. No2, b. P. 183-188.
9. Скляр О. Г., Скляр Р. В. Аналіз енергетичної ефективності метантенка. Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь: ТДАТУ, 2015. Вип. 15. Т.2. С. 316-322.
10. Скляр О. Г., Скляр Р. В., Григоренко С. М. Програма та методика експериментальних досліджень на лабораторній біогазовій установці. Вісник Харківського національного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2019. Вип. 199. С. 267-275.
2. Boltyanskaya, N. I. (2016). Analysis of the main areas of resource conservation in animal husbandry. Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. Vol. 18. No13, 49–54.
3. Boltyansky, B. V. (2015). Substantiation of the structural and functional scheme of the bioreactor - installations for the processing of organic waste (manure). Proceedings of the Taurida State Agrotechnological University. Melitopol: TSATU. Vol. 15. No.3, 182-188.
4. Shatsky, V. V., Skliar, A. G., Skliar, R. V., Solodka O. O. (2013). Influence of substrate structure on biogas yield in methane digestion. Proceedings of the Taurida State Agrotechnological University. Melitopol: TSATU. Vol. 13. No.3, 3-12.
5. Skliar A. G., Skliar R. V. (2014). Analysis of methods of determination of residence time and load on methane tank. Bulletin of KhNTUSG them. P. Vasilenko. Kharkov. Vol. 148, 405-412.
6. Skliar A. G., Skliar R. V. (2014). Analysis of designs of biogas plants with vibration intensification of anaerobic fermentation process. Proceedings of the Taurida State Agrotechnological University. Melitopol: TSATU. Vol. 14. No 3, 196-203.
7. Skliar A. G., Skliar R. V. (2014). Methods of intensification of methane digestion processes. TSATU Scientific Bulletin. Melitopol. Vol. 4. No.1, 3-9: site. URL: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf4t1/3.pdf>.
8. Skliar A., Skliar R. (2014). Justification of conditions for research on a laboratory biogas plant. MOTROL: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. Lublin. Vol.16. No.2, 183-188.
9. Skliar A. G., Skliar R. V. (2015). Energy efficiency analysis of methane tank. Tavriya State Agrotechnological University. Melitopol: TSATU. Vol. 15. No.2, 316-322.
10. Skliar, A. G., Skliar, R. V., Grigorenko S. M. (2019). Program and methodology of experimental research on laboratory biogas plant. Bulletin of Kharkiv National University them. P. Vasylenko: scientific professional publication. Kharkov, No.199, 267-275.

АНАЛИЗ СПОСОБОВ И СРЕДСТВ ДЛЯ ПЕРЕМЕШИВАНИЯ СУБСТРАТА В МЕТАНТЕНКАХ БИОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК

А. Г. Скляр, Р. В. Скляр

Аннотация. В работе проведен анализ существующих способов и средств для перемешивания субстрата в метантенках биогазовых установок (БГУ). В последних необходимо использовать высококачественные смесители, поскольку они поддерживают гомогенность субстрата, равномерно распределяют биомассу и теплоту, предотвращают образование донных отложений и плавающего слоя. Необходимые интервалы перемешивания определяются для каждой биогазовой установки индивидуально путем проб. После запуска перемешивать лучше несколько чаще, чем в обычном режиме и замедлять после того, как уже можно различить образования плавающей корки. Бактерии растут колониями и образуют комки. Быстрое перемешивание их разбивает и мешает бактериям развиваться, оптимальной является их медленная работа. Поэтому, нами обоснованы области использования

References

1. A guide to biogas: from receipt to use. (2010). Germany: Agency for Renewable Resources (FNR), 215.

различных способов перемешивания в метантенках, преимущества и недостатки в процессе их работы, особенности эксплуатации и конструкции. Рассмотрены требования, предъявляемые к механическим мешалкам. Традиционная техника для смешивания, в первую очередь, высокооборотные пропеллерные погруженные мешалки, были заимствованы из техники для работы с навозом, которую приспособили для биогазовой технологии. Из-за роста использования возобновляемого сырья, применяются субстраты с высоким содержанием сухого вещества, которые негативно влияют на текучие свойства субстратов, поэтому необходимо уменьшать количество оборотов лопастей. Поскольку при этом перемешивание будет проходить недостаточно хорошо, то необходимо повышать диаметр лопастей мешалки или их количество. Гидравлическое перемешивание имеет то преимущество, что необходимые для перемешивания механические блоки расположены за пределами реактора и вследствие этого износ их незначителен, а техническое обслуживание менее затратное. Использование гидравлических и пневматических систем ограничивается лишь субстратами небольшой вязкости с незначительной склонностью к образованию пены, плавающей корки и осадочных отложений.

Ключевые слова: биогазовая установка, метантенк, мешалка, навоз, субстрат, способы перемешивания.

less expensive. The use of hydraulic and pneumatic systems is limited only by substrates of low viscosity with a slight tendency to foam, floating crust and sediment.

Key words: biogas plant, methane tank, mixer, manure, substrate, methods of alteration.

О. Г. Скляр ORCID 0000-0002-0456-2479.

Р. В. Скляр ORCID 0000-0002-1547-5100.

ANALYSIS OF METHODS AND MEANS FOR MIXING THE SUBSTRATE IN THE METHANE KIT OF BIOGAS PLANTS

A. G. Skliar, R. V. Skliar

Abstract. The paper analyzes the existing methods and means for mixing the substrate in the digesters of biogas plants (BSU). In the latter, it is necessary to use high-quality mixers, since they maintain the homogeneity of the substrate, evenly distribute biomass and heat, and prevent the formation of bottom sediments and a floating layer. The necessary mixing intervals are determined individually for each biogas plant by sampling. After starting, it is better to mix somewhat more often than in normal mode and slow down after it is already possible to distinguish the formation of a floating crust. Bacteria grow in colonies and form lumps. Quick mixing breaks them up and prevents bacteria from developing, their slow work is optimal. Therefore, we substantiated the use of various mixing methods in digesters, advantages and disadvantages in the process of their operation, operation and construction features. The requirements for mechanical mixers are considered. The traditional mixing technique, first of all, high-speed propeller submersible mixers, was borrowed from the technique for working with manure, which was adapted for biogas technology. Due to the increase in the use of renewable raw materials, substrates with a high dry matter content are used, which negatively affect the flowing properties of the substrates, therefore it is necessary to reduce the number of revolutions of the blades. Since in this case the mixing will not proceed well enough, it is necessary to increase the diameter of the agitator blades or their number. Hydraulic mixing has the advantage that the mechanical blocks necessary for mixing are located outside the reactor and, as a result, their wear is negligible and maintenance is

УДК 693.546

ВПЛИВ КУТА ЗМІЩЕННЯ КРИВОШИПІВ НА НЕРІВНОМІРНІСТЬ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ

В. С. Ловейкін¹, К. І. Почка²

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 21, рис. 12, табл. 1.

Анотація. Для роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом для чотирьох формувальних візків визначено вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху. При цьому вказана установка представлена динамічною моделлю з одним ступенем вільності, де за узагальнену координату прийнято кутову координату повороту кривошипу. Для такої моделі записано диференціальне рівняння руху, для розв'язку якого було використано чисельний метод. При розв'язку диференціального рівняння руху було визначено зведений момент інерції всієї установки, зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору переміщенню формувальних візків при формуванні виробів з будівельних сумішей, розраховано номінальну розрахункову потужність привідного двигуна. За розрахованими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором, для якого за формулою Клосса побудовано механічну характеристику. Розв'язавши диференціальне рівняння руху з усіма визначеними характеристиками, отримано функцію зміни кутової швидкості кривошипу з моменту пуску і при усталеному режимі руху. Після цього розраховано час, що відповідає значенню кутової швидкості, та отримано функцію зміни кутового прискорення кривошипу з моменту пуску і при усталеному режимі руху. Нерівномірність руху установки на усталеному режимі руху оцінена коефіцієнтом нерівномірності руху, коефіцієнтом динамічності руху та узагальненим коефіцієнтом оцінки руху. Прослідковано вплив кута зміщення кривошипів приводу на нерівномірність руху, в результаті чого встановлено, що вказані коефіцієнти мають мінімальні значення при зміщенні кривошипів на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Ключові слова: роликова формувальна установка, привідний механізм, зміщення, кутова швидкість, прискорення, нерівномірність.

Постановка проблеми

В існуючих установках поверхневого ущільнення виробів з будівельних сумішей використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами [1-4]. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу.

Аналіз останніх досліджень

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування виробів з будівельних сумішей обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-4]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням [5-12] та режимам руху [13-15], що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Тому актуальною є задача дослідження нерівномірності руху роликових формувальних установок. В роботах [14, 15] досліджувалась нерівномірність руху роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом для чотирьох формувальних візків, однак при цьому не прослідковано вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху.

Мета досліджень

Мета досліджень полягає у дослідженні впливу кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху роликової формувальної установки з врівноваженим привідним механізмом.

Результати досліджень

З метою зменшення витрат енергії в машинах роликової формування запропоновано конструкцію роликової формувальної установки [16, 17] для забезпечення ущільнення виробів з будівельних сумішей на одній технологічній лінії, яка складається з чотирьох формувальних візків, розташованих паралельно між собою з однієї сторони приводного валу, що приводяться в зворотно-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять чотири кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу та зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$ (рис. 1, а). Кожний з формувальних візків 1, 2, 3 та 4 змонтовані на порталі 14 і здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних 15 над порожниною форми 16. Формувальний візок 1 складається з подавального бункера 17 та з співвісних секцій укочувальних роликів 18. Таку ж конструкцію мають і інші три візки. Візки 1, 2, 3 і 4 з розподільними бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді чотирьох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 9, 10, 11 та 12 яких жорстко закріплені на одному приводному валу 13 і зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$. Шатуни 5, 6, 7 та 8 шарнірно з'єднані з формувальними візками 1, 2, 3 та 4, а іншими кінцями з'єднуються з кривошипами 9, 10, 11 та 12. Така конструкція формувальної установки дозволяє зменшити динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зменшити зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищити довговічність установки в цілому. На рис. 1, б зображено кінематичну схему роликової формувальної установки з врівноваженим приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії.

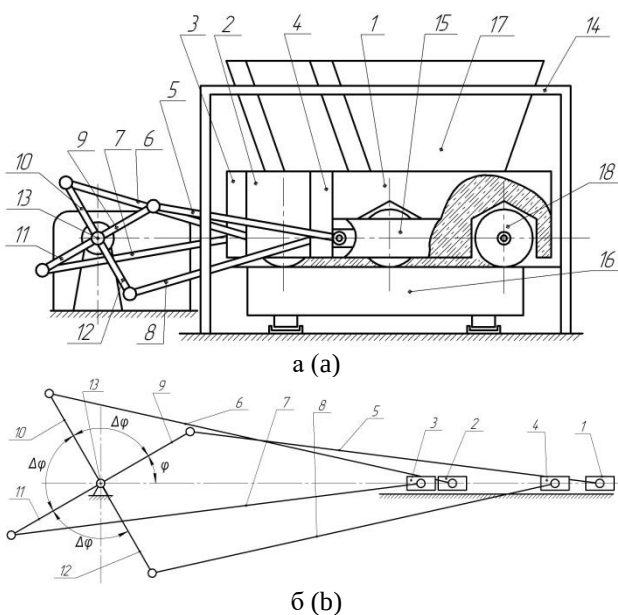


Рис. 1. Роликова формувальна установка з врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).

Fig. 1. Roller forming installation with balanced drive (a) and its kinematic diagram (b).

В таких установках спостерігається певна нерівномірність руху формувальних візків під час виконання процесу ущільнення будівельної суміші, що приводить до зниження якості виробів та виникненню значних динамічних навантажень на елементи приводу та конструкції установки.

Нерівномірність руху в першому наближенні може бути визначена для формувальної установки представленою динамічною моделлю з одним ступенем вільності, де за узагальнену координату прийнято кутову координату повороту кривошипа.

Для такої моделі було записано диференціальне рівняння руху:

$$J_{\text{зв}}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_{\text{зв}}(\varphi)}{d\varphi} = M_p(\omega) - M_o(\varphi), \quad (1)$$

де φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипа; $J_{\text{зв}}(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипу момент інерції установки; $M_p(\omega)$ – рушійний момент на валу електродвигуна приводу зведений до осі повороту кривошипу; $M_o(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипа момент всіх діючих зовнішніх сил, враховуючи силу опору переміщенню формувальних візків та силу тяжіння шатунів.

Рівняння (1) являє собою нелінійне рівняння першого порядку, яке не піддається аналітичному інтегруванню. Тому для його розв'язку було використано чисельний метод, запропонований професором Барановим [18]. Згідно з цим методом рівняння (1) представлено у вигляді:

$$2J_{\text{зв}}(\varphi) \cdot d\omega + \omega \cdot dJ_{\text{зв}}(\varphi) = 2 \frac{M_p(\omega) - M_o(\varphi)}{\omega} \cdot d\varphi. \quad (2)$$

Замінивши в рівнянні (2): $d\varphi \approx \Delta\varphi$ – крок інтегрування; $dJ_{\text{зв}} \approx J_{\text{зв}(i+1)} - J_{\text{зв}(i)}$; $d\omega = \omega_{i+1} - \omega_i$;

$\Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$; отримано:

$$2 \cdot J_{\text{зв}(i)} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i \cdot (J_{\text{зв}(i+1)} - J_{\text{зв}(i)}) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)}{\omega_i}, \quad (3)$$

де φ_i , ω_i , $J_{\text{зв}(i)}$, $M_p(\omega_i)$, $M_o(\varphi_i)$ – відповідно кутова координата кривошипа, кутова швидкість кривошипа, момент інерції, рушійний момент та момент сил опору, зведені до осі обертання кривошипа в положенні i ($i = 0, 1, 2, \dots, n$); n – кількість точок розрахунку; φ_{i+1} , ω_{i+1} , $J_{\text{зв}(i+1)}$ – відповідно кутова координата, швидкість та зведений момент інерції механізму до осі повороту кривошипу в положенні $i+1$.

Розв'язавши рівняння (3) відносно ω_{i+1} , отримано:

$$\omega_{i+1} = \frac{[M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)] \Delta\varphi + (3J_{\text{зв}(i)} - J_{\text{зв}(i+1)}) \omega_i}{J_{\text{зв}(i)} \cdot \omega_i + 2J_{\text{зв}(i)}}. \quad (4)$$

Для розв'язку рівняння (4) було знайдено всі необхідні характеристики установки.

Визначено зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$:

$$M_o = F_0 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + F_0 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + F_0 \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + F_0 \cdot \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} + G_5 \cdot \frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi} + G_6 \cdot \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} + G_7 \cdot \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} + G_8 \cdot \frac{\partial y_{s8}}{\partial \varphi}, \quad (5)$$

де $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \frac{\partial x_4}{\partial \varphi}, \frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi}, \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi}, \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi}, \frac{\partial y_{s8}}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас візків 1, 2, 3 і 4 та вертикальні складові перших передаточних функцій центрів мас шатунів 5, 6, 7 та 8 (рис. 1), які визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} &= -r \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_4}{\partial \varphi} &= -r \sin(\varphi + 3\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3\Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi} &= \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi; \quad \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi); \\ \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} &= \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + 2\Delta\varphi); \quad \frac{\partial y_{s8}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + 3\Delta\varphi). \end{aligned} \quad (6)$$

Тут r – радіус кривошипа; l – довжина шатунів; F_0 – сила опору переміщенню формувального візка, яка розрахована за методикою, наведеною в роботі [4]; $G_5 = G_6 = G_7 = G_8 = l \cdot q \cdot g$ – сила тяжіння шатунів 5, 6, 7 та 8; q – маса одиниці довжини шатуна; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів.

Для роликової формувальної установки з параметрами $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 0,8 \text{ м}$; $q = 80 \text{ кг/м}$ визначена сила опору [4] $F_0 = 3562 \text{ Н}$, яка необхідна на переміщення формувального візка з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,11 \text{ м}$ для формування виробів з наступними характеристиками: висота виробу – $h_0 = 0,22 \text{ м}$, ширина виробу – $B = 1,164 \text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{\text{ущ}} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{\text{ущ}} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625 \text{ кПа}$.

Всі зовнішні сили було зведено до осі повороту кривошипа і представлено у вигляді моменту сил

опору переміщенню формувального візка в залежності від кута повороту кривошипа, який зображено на рис. 2. Визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа:

$$M_{\text{оср}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} M_o(\varphi) \cdot d\varphi = 1814 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

і знайдено номінальну розрахункову потужність двигуна:

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

де $\omega_1 = 10,5 \text{ рад/с}$ – кутова швидкість кривошипа; $\eta = 0,95$ – ККД приводу.

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А200М6У3 [19] з параметрами: $P = 22,0 \text{ кВт}$ – потужність електродвигуна; $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$, $\omega_{кр} = 92,73 \text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_{\text{об}} = 0,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 280,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 215,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{кр} = 517,14 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент;

$\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2,4$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [20] з номінальним моментом, що передається $M_{\text{мног}} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $J_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $i_{np} = 9,8$ і моментом інерції $J_{ред} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за формулою Клосса побудовано механічну характеристику:

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

Виходячи із залежності (7), визначено рушійний момент на валу кривошипа:

$$M_p = M(\omega) \cdot i_{np} \cdot \eta. \quad (8)$$

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції установки:

$$\begin{aligned} J_{\text{зв}} &= J_o i_{np}^2 + m_1 \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + m_2 \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + m_3 \left(\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 + \\ &+ m_4 \left(\frac{\partial x_4}{\partial \varphi} \right)^2 + l q \left[\left(\frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + J_{s5} \left(\frac{\partial \beta}{\partial \varphi} \right)^2 + \\ &+ l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + J_{s6} \cdot \left(\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} \right)^2 + \\ &+ l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + J_{s7} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial \varphi} \right)^2 + \\ &+ l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s8}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s8}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + J_{s8} \cdot \left(\frac{\partial \psi}{\partial \varphi} \right)^2, \end{aligned} \quad (9)$$

де $J_o = J_{\partial 8} + J_m + J_{ped} = 0,4 + 0,32 + 0,036 = 0,756 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції привідного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту кривошипа; $m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = 1000 \text{ кг}$ – маса формувальних ві-

зків 1, 2, 3 та 4; $J_{s5} = J_{s6} = J_{s7} = J_{s8} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – влас-

ний момент інерції шатунів 5, 6, 7 та 8 відносно їх центрів мас; $\frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s8}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \beta}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \rho}{\partial \varphi}$,

$\frac{\partial \psi}{\partial \varphi}$ – горизонтальні складові перших передаточних

функцій центрів мас шатунів 5, 6, 7 і 8 та перші передаточні функції їх кутового розташування відносно горизонталі, які визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + \Delta \varphi) \times \\ &\times \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta \varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 2 \cdot \Delta \varphi) \times \\ &\times \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2 \cdot \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2 \cdot \Delta \varphi)}} \right); \\ \frac{\partial x_{s8}}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 3 \cdot \Delta \varphi) \times \\ &\times \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3 \cdot \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3 \cdot \Delta \varphi)}} \right); \\ \frac{\partial \beta}{\partial \varphi} &= \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}}; \\ \frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} &= \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta \varphi)}}; \\ \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} &= \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2 \cdot \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2 \cdot \Delta \varphi)}}; \\ \frac{\partial \psi}{\partial \varphi} &= \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 3 \cdot \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 3 \cdot \Delta \varphi)}}. \end{aligned} \quad (10)$$



Рис. 2. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків в залежності від кута повороту кривошипа.

Fig. 2. Graph of change of moment of resistance forces to movement of forming bogies depending on angle of crank rotation.

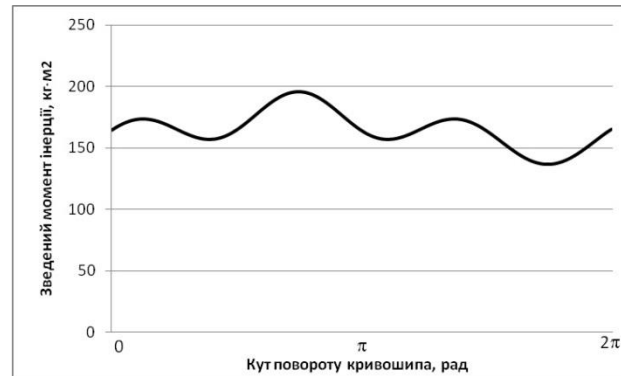


Рис. 3. Графік зміни зведеного моменту інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа.

Fig. 3. Graph of the change of the reduced moment of inertia of the installation depending on the angle of rotation of the crank.

Підставивши отримані залежності в рівняння (4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), отримано графік зміни кутової швидкості кривошипа в залежності від кута його повороту (рис. 4).

За допомогою залежності (12) побудовано графік зміни кутового прискорення кривошипа в залежності від кута його повороту (рис. 5).

Проаналізувавши графіки на рис. 4 та 5, можна побачити, що протягом 8 обертів кривошипа його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 8 обертів кривошипа кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипу досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 8 повних обертів кривошипа.

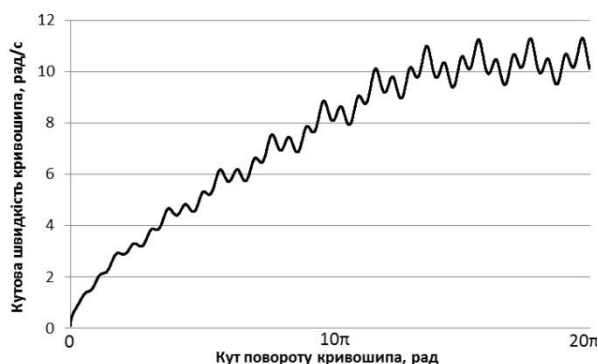


Рис. 4. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки в залежності від кута його повороту.

Fig. 4. Graph of change of angular speed of the unit crank depending on its rotation angle.

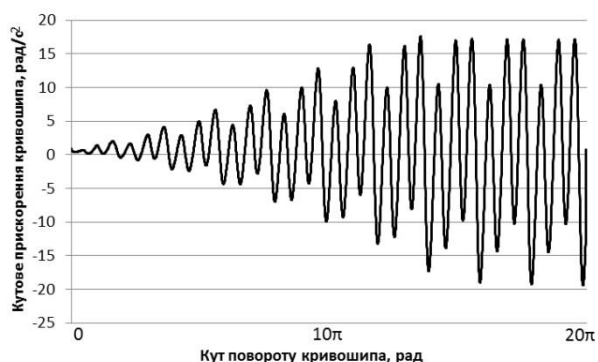


Рис. 5. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки в залежності від кута його повороту.

Fig. 5. Graph of the change of angular acceleration of the unit crank depending on its rotation angle.

На рис. 6 та 7 представлено графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа в залежності від кута його повороту на усталеному режимі руху.

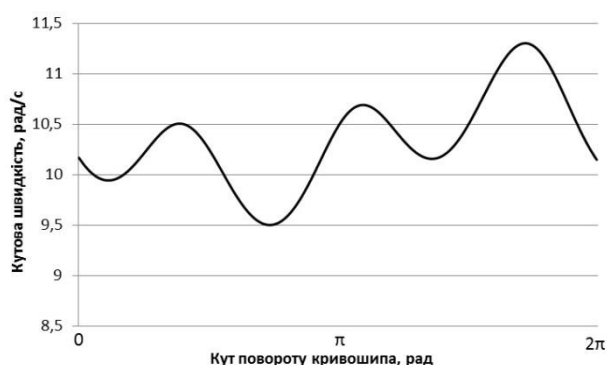


Рис. 6. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки в залежності від кута його повороту на усталеному режимі руху.

Fig. 6. Graph of change of angular speed of the unit crank depending on the angle of its rotation in steady motion mode.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,5009 \text{ рад/с}$ до

$\omega_{\max} = 11,3015 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення становить $\omega_{\text{сеп}} = 10,3376 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху визначається залежністю [18]:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{11,3015 - 9,5009}{10,3376} = 0,17418. \quad (13)$$



Рис. 7. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки в залежності від кута його повороту на усталеному режимі руху.

Fig. 7. Graph of change of angular acceleration of the unit crank depending on the angle of its rotation in steady motion mode.

Кутове прискорення кривошипа при його усталеному режимі руху змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -19,38 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 17,1 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху буде мати вигляд [18]:

$$\chi = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{19,38}{10,3376^2} = 0,181349. \quad (14)$$

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей формувальної установки використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху [21]:

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{сеп}}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{(11,3015 - 9,5009)^2}{10,3376^2} + \frac{19,38}{10,3376^2} = 0,211687. \quad (15)$$

Визначені коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху відповідають роликовій формувальній установці з врівноваженим приводом, у якій кут зміщення кривошипів дорівнює $\Delta\varphi = 90^\circ$. Для встановлення впливу кута зміщення кривошипів на рівномірність руху установки у залежності для визначення зведеного моменту сил опору та зведеного моменту інерції установки приведені до осі повороту кривошипа підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$ в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 90^\circ$ з кроком 10° . При цих значеннях моменту сил опору та зведеного моменту інерції побудовано графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа від кута його повороту. Після цього визначено значення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності руху та узагальненого коефіцієнта оцінки руху.

Результати розрахунків наведено в табл. 1. Також наведено графіки зміни кутової швидкості (рис. 8) та кутового прискорення (рис. 9) кривошипа на усталеному режимі руху при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$.

На основі даних табл. 1 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (рис. 10), коефіціє-

нта динамічності руху (рис. 11) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (рис. 12) в залежності від зміни кута зміщення кривошипів.

Аналіз даних табл. 1 та графіків на рис. 8 та 9 показує, що коефіцієнт нерівномірності руху, коефіцієнт динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$.

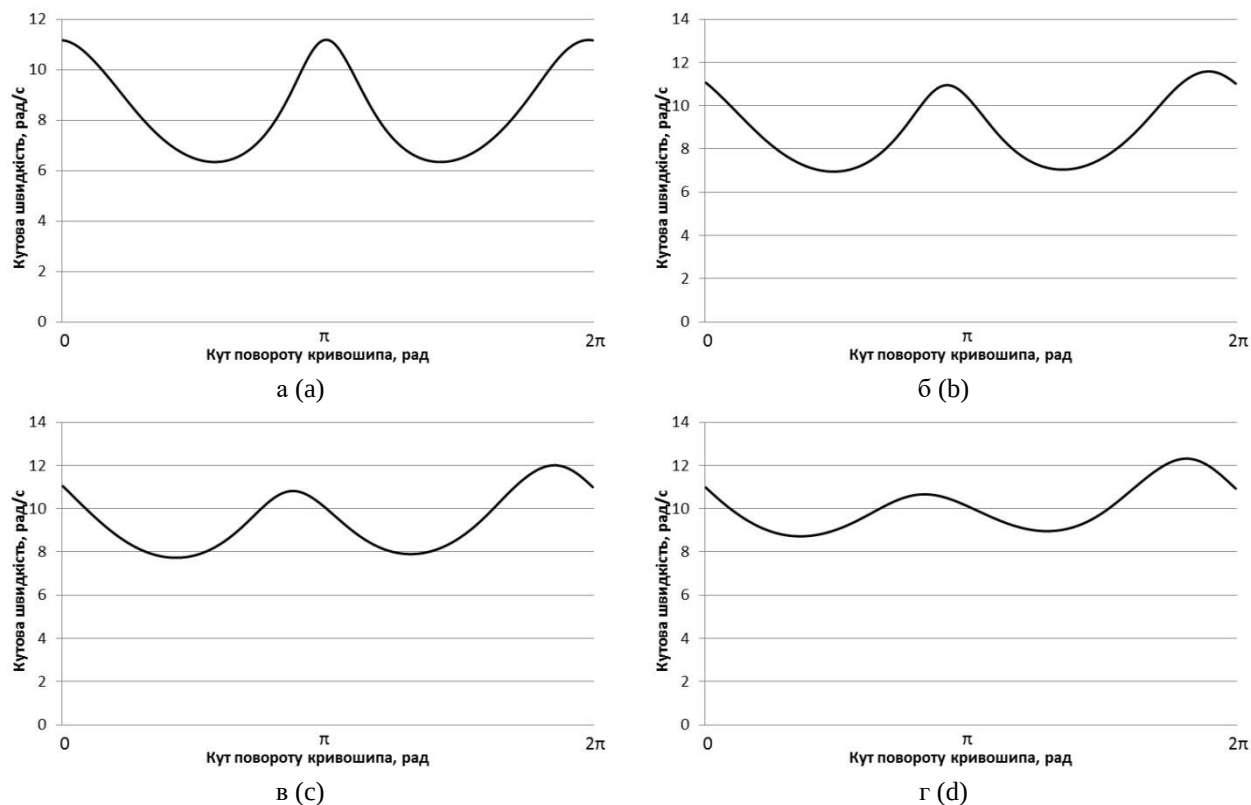


Рис. 8. Графіки зміни кутової швидкості кривошипа установки в залежності від кута його повороту на усталеному режимі руху при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 45^\circ$; г – $\Delta\varphi = 60^\circ$.

Fig. 8. Graphs of change of angular velocity of the unit crank depending on its rotation angle in steady motion mode at different values of crank displacement angle: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 45^\circ$; д – $\Delta\varphi = 60^\circ$.

Таблиця 1. Результати розрахунків

Table 1. Calculation results

$\Delta\varphi, ^\circ$	$\omega_{\min}, \text{рад/с}$	$\omega_{\max}, \text{рад/с}$	$\omega_{\text{ср}}, \text{рад/с}$	δ	$\varepsilon_{\min}, \text{рад/с}^2$	$\varepsilon_{\max}, \text{рад/с}^2$	χ	k_p
0	6,3398	11,1846	8,3766	0,578373	-63,2436	68,2487	0,972655	1,30717
10	6,407	11,2266	8,4306	0,571679	-61,1654	66,069	0,929567	1,256384
20	6,6103	11,3669	8,5916	0,553634	-55,436	60,143	0,814774	1,121284
30	6,9534	11,586	8,8565	0,523073	-47,37	51,7498	0,659758	0,933363
40	7,4395	11,863	9,2181	0,479871	-40,88	43,2476	0,508955	0,739231
50	8,0537	12,1458	9,6475	0,424162	-41,8637	40,2775	0,449788	0,629701
60	8,7246	12,3168	10,0607	0,357053	-40,3346	35,9	0,398494	0,52598
70	9,3078	12,2212	10,325	0,282169	-35,4463	30,3676	0,332499	0,412119
80	9,7025	11,8318	10,3885	0,204967	-27,855	23,5752	0,258106	0,300117
90	9,5009	11,3015	10,3376	0,17418	-19,38	17,1	0,181349	0,211687

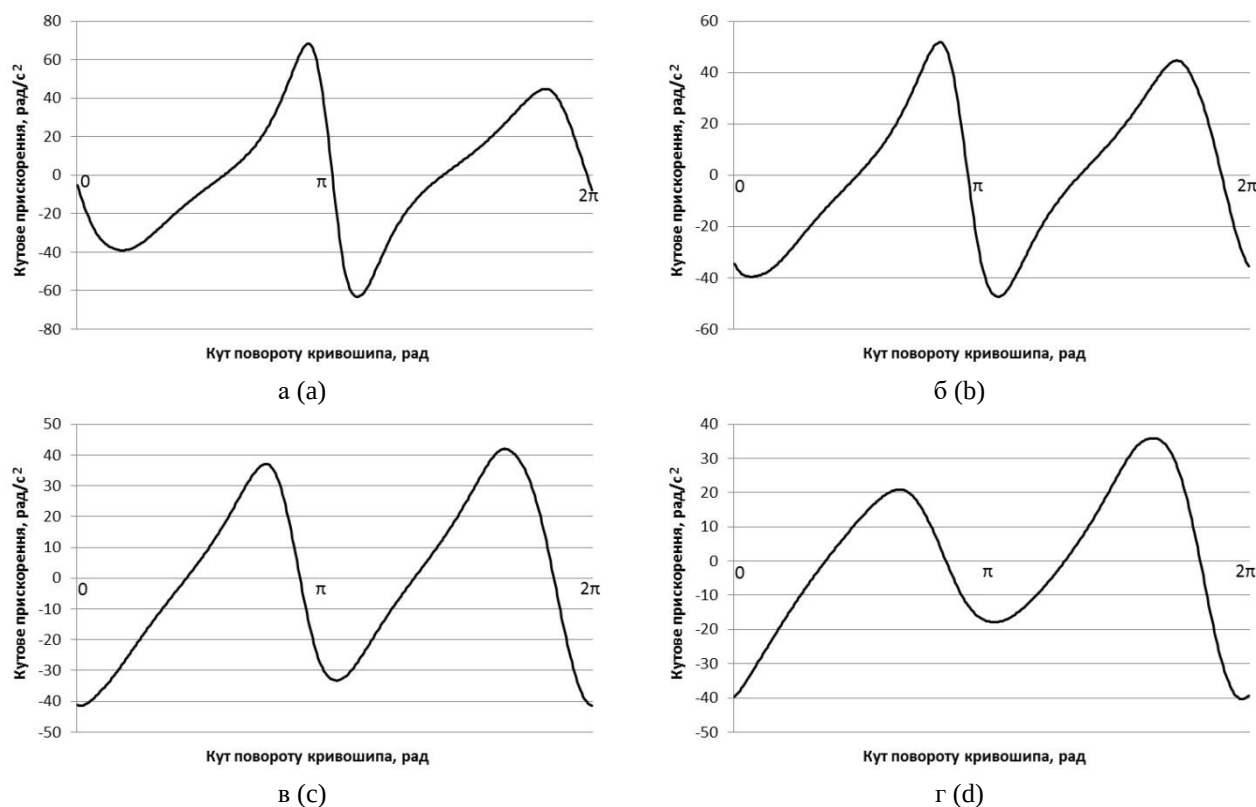


Рис. 9. Графіки зміни кутової швидкості кривошипа установки в залежності від кута його повороту на установленому режимі руху при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 45^\circ$; г – $\Delta\varphi = 60^\circ$.

Fig. 9. Graphs of change of angular acceleration of the unit crank depending on its rotation angle in steady motion mode at different values of crank displacement angle: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 45^\circ$; г – $\Delta\varphi = 60^\circ$.

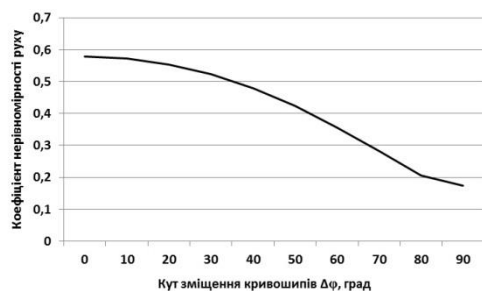


Рис. 10. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від кута зміщення кривошипів.

Fig. 10. Graph of variation of motion non-uniformity coefficient depending on crank displacement angle.

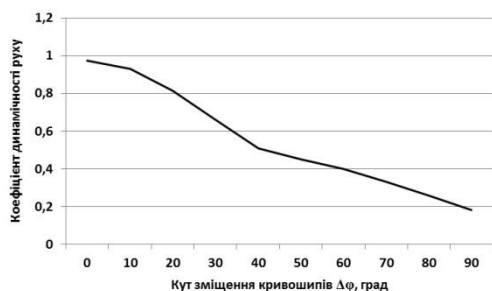


Рис. 11. Графік зміни коефіцієнта динамічності руху в залежності від кута зміщення кривошипів.

Fig. 11. Graph of dynamic motion factor change depending on crank displacement angle.

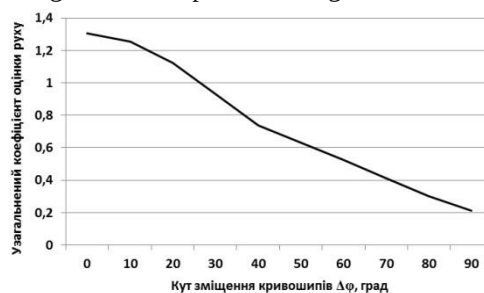


Рис. 12. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від кута зміщення кривошипів.

Fig. 12. Graph of change of generalized coefficient of motion estimation depending on angle of crank displacement.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень отримано функції зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа роликової формувальної установки з зрівноваженим приводом, визначено коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності руху та узагальнений коефіцієнт оцінки руху.

2. Проаналізовано вплив кута зміщення кривошипів на рівномірність руху установки. Встановлено, що мінімальні значення коефіцієнта нерівномірності руху, коефіцієнта динамічності руху та узагальненого коефіцієнта оцінки руху спостерігаються при значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^\circ$.

3. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликів формувальних як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. Гарнець В. М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. Київ. Будівельник, 1991, 144 с.
2. Гарнець В. М., Зайченко С. В., Човнюк Ю. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принципи дії, основи теорії. Київ. Інтерсервіс, 2015. 238 с.
3. Кузин В. Н. Технология роликового формирования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дис. ... канд. наук. Моск. инж.-строит.ин-т. Москва. 1981. 186 с.
4. Рюшин В. Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формирования бетонных смесей: дис. ... канд. техн. наук / Киев. инж. -строит. ин-т. Киев, 1986.
5. Ловейкін В. С., Почка К. І. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекуперативним приводом. *Динаміка, міцність і надійність с.-г. машин: Пр. І міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM-I)*. (Тернопіль, 4-7 жовт. 2004). Тернопіль, 2004. С. 507–514.
6. Ловейкін В. С., Почка К. І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекуперативним приводом. *Вісн. Харк. нац. ун-ту сільськ. госп-ва ім. П. Василенка*. 2007. Т. 1. № 59. С. 465–474.
7. Ловейкін В. С., Почка К. І. Синтез кулачкового приводного механізму роликової формувальної установки з комбінованим режимом руху по ускоренню третього порядку. *Наука і техніка*. 2017. Т. 16, № 3. С. 206–214. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-3-206-214.
8. Ловейкін В. С., Почка К. І., Ромасевич Ю. О., Почка О. Б. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним привідним механізмом. *Опір матеріалів і теорія споруд*. 2019. Вип. 102. С. 91–108. DOI: 10.32347/2410-2547.2019.102.91-108.
9. Ловейкін В. С., Почка К. І., Ромасевич Ю. О., Ловейкін Ю. В. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з урахуванням дисипативних властивостей врівноваженого приводного механізму. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9, No. 3. P. 45–58. doi.org/10.31548/me2018.03.045.
10. Ловейкін В. С., Почка К. І., Ромасевич Ю. О. Вплив кута зміщення кривошипів на динаміку роликової формувальної установки із врахуванням дисипати-

вних властивостей врівноваженого привідного механізму. *Вісник Донбаської державної машинобудівної академії*. 2019. № 1 (45). С. 73–91.

11. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження навантажень в елементах роликової формувальної установки з врівноваженим приводом. *Автоматизація виробн. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка», 2015. Вип. 49. С. 73–79.

12. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз динамічного урівноваження приводов машин роликового формовання. *MOTROL. Commission Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin-Rzeszow. 2016. Vol. 18. No 3. P. 41–52.

13. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз руху роликової формувальної установки з врівноваженим приводом. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. 2004. № 27. С. 95–101.

14. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з урівноваженим приводом. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin-Rzeszow, 2015. Vol. 17, No 3. P. 17–27.

15. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз нерівномірності руху приводних механізмів машин роликового формовання. *Техніка будівництва*. 2013. № 30. С. 23–32.

16. Патент України на корисну модель № 32838. Установка для формирования виробів з бетонних сумішей. Ловейкін В. С., Ярошенко В. Ф., Почка К. І. № у 20041108955 заявл. 02.11.2004; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11.

17. Патент України на корисну модель № 7884. Установка для формирования виробів з бетонних сумішей. Ловейкін В. С., Ярошенко В. Ф., Почка К. І., Бичевський В. М. № у 20041209993 заявл. 06.12.2004; опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.

18. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. М.: Наука. 1975. 640 с.

19. *Электротехнический справочник*. В 3 т. Т. 2. Электротехнические изделия и устройства (гл. ред. И. Н. Орлов). 7-е изд., испр. и доп. Москва. Энергоатомиздат, 1986. 712 с.

20. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособ. для техникумов. Москва. Высшая школа. 1991. 432 с.

21. Ловейкін В. С. Оценка движения механизмов и машин. *Подъемно-транспортное оборудование*. Київ. Техника. 1989. С. 16–18.

References

1. Garnec, V. M. (1991). Progressive concrete the forming units and complexes. Kyiv: Budivelnik. 144.
2. Garnec, V. M., Zajchenko, S. V., Chovnjuk, Ju. V., Shalenko, V. O. & Prihodko Ja. S. (2015). Concrete the forming units. Constructive and functional to the scheme, principle of action, theory basis. Kyiv: Interservis. 238.
3. Kuzin, V. N. (1981). Technology of roller formation of flat articles from fine-grained concrete. (Extended abstract of candidate thesis). Moscow construction institute, Moscow, USSR. 186.
4. Rjushin, V. T. (1986). Research of working process and development of a method of calculation of cars of

roller formation of concrete mixes. (Unpublished candidate thesis). Kyiv construction institute, Kyiv, USSR.

5. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2004). The dynamic analysis of roller forming installation with the rekuperativ drive. Dynamics, durability and reliability of farm vehicles. Works of the first International scientific and technical conference (DSR AM-I), P. 507–514. Ternopil.

6. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2007). Results of pilot studies of the modes of the movement of roller forming installation with the rekuperativ drive. The bulletin of the Kharkov national university of agriculture of P. Vasilenko, vol. 1, No. 59, P. 465–474.

7. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2017). Synthesis of camshaft driving mechanism in roller molding installation with combined motion mode according to acceleration of third order. Science & Technique. No. 16 (3), 206–214. (in Russian) DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-3-206–214.

8. Loveikin, V. S., Pochka, K. I., Romasevich, Yu. O. & Pochka, O. B. (2019). Dynamic analysis of roller forming installation about a crank connecting rod the driving mechanism. *Opir materialiv i teoriia sporud.* – K.: KNUBA, Vyp. 102, P. 91–108. DOI: 10.32347/2410-2547.2019.102.91-108.

9. Lovejkin, V. S., Pochka, K. I., Romasevich, Yu. O. & Loveikin, J. V. (2018). Dynamic analysis of roller molding installation taking into account dissipative properties balanced drive mechanism. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research.* Kyiv. Ukraine.. Vol. 9, No. 3, P. 45–58. doi.org/10.31548/me2018.03.045.

10. Lovejkin, V. S., Pochka, K. I. & Romasevich, Yu. O. (2019). Influence of a corner of shift of cranks on dynamics of roller forming installation taking into account dissipative properties of the balanced driving mechanism. *Herald of the Donbass State Engineering Academy.* № 1 (45), P. 73–91.

11. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2015). Research of loadings in elements of roller forming installation with the balanced drive. *Automation of productions in mechanical engineering and instrument making*, National University "Lviv Poly-equipment", No 49, P. 73–79.

12. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2016). Analysis of dynamic equilibration of drives of cars of roller formation. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*, Lublin-Rzeszow, vol. 18, No 3, P. 41–52.

13. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2004). Analysis of the movement of roller forming installation with the balanced drive. *Bulletin of the Kharkiv national automobile and road university*, No. 27, P. 95–101.

14. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2015). Analysis of unevenness of the movement of roller forming installation with the balanced drive. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*, Lublin-Rzeszow, vol. 17, No 3, P. 17–27.

15. Lovejkin, V. S. & Pochka, K. I. (2013). Analysis of nonuniformity of drive mechanisms of roller forming machines. *Construction technique*, № 30, P. 23–32.

16. Pat. 32838 UA, IPC B28B 13/00, Installation for formation of products from concrete mixes, Lovejkin, V. S., Jaroshenko, V. F., Pochka, K. I., Publ. 10.06.2008.

17. Pat. 7884 UA, IPC B28B 13/00, Installation for formation of products from concrete mixes, Lovejkin, V. S.,

Jaroshenko, V. F., Pochka, K. I., Bichevs'kij V. M., Publ. 15.07.2005.

18. Artobolevskij, I. I. (1975). Mechanism and machine theory. M.: Nauka.

19. Orlov, I. N. (1986). Electrotechnical reference book. Vol. 2. Electrotechnical products and devices. Moscow: Jenergoatomizdat, 712 p.

20. Shejnblit, A. E. (1991). Course design of details of cars: Manual for technical schools. Moscow: Vysshaja shkola, 432 p.

21. Lovejkin, V. S. (1989). Evaluation of the movement of mechanisms and machines. Lifting and transportation equipment. K.: Tjehnika, P. 16–18.

ВЛИЯНИЕ УГЛА СМЕЩЕНИЯ КРИВОШИПОВ НА НЕРАВНОМЕРНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ РОЛИКОВОЙ ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ С УРАВНОВЕШЕННЫМ ПРИВОДОМ

В. С. Ловеikin, К. И. Почка

Аннотация. Для роликовой формовочной установки с уравновешенным приводным механизмом для четырёх формовочных тележек определено влияние угла смещения кривошипов на неравномерность движения. При этом указанная установка представлена динамической моделью с одной степенью свободы, где в качестве обобщённой координаты принято угловую координату поворота кривошипа. Для такой модели записано дифференциальное уравнение движения, для решения которого использован численный метод. При решении дифференциального уравнения движения определены приведенный момент инерции всей установки, приведенный к оси вращения кривошипа момент сил сопротивления перемещению формовочных тележек при формировании изделий из строительных смесей, рассчитана номинальная расчётная мощность приводного двигателя. По рассчитанным данным выбран асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором, для которого по формуле Клосса построена механическая характеристика. Решив дифференциальное уравнение движения со всеми определёнными характеристиками, получена функция изменения угловой скорости кривошипа с момента пуска и при установившемся режиме движения. После этого рассчитано время, соответствующее значению угловой скорости, и получена функция изменения углового ускорения кривошипа с момента пуска и при установившемся режиме движения. Неравномерность движения установки на установившемся режиме движения оценена коэффициентом неравномерности движения, коэффициентом динамичности движения и обобщённым коэффициентом оценки движения. Отслежено влияние угла смещения кривошипов привода на неравномерность движения, в результате чего установлено, что указанные коэффициенты имеют минимальные значения при смещении кривошипов на угол $\Delta\varphi = 90^\circ$.

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

INFLUENCE OF CRANK DISPLACEMENT ANGLE
ON NONUNIFORMITY OF ROLLER FORMING
INSTALLATION MOTION WITH BALANCED DRIVE

V. S. Loveikin, K. I. Pochka

Abstract. For a roller forming installation with a balanced drive mechanism for four molding bogies, the influence of the angle of displacement of the cranks on the non-uniformity of the engine is determined. Said installation is represented by a dynamic model with one degree of freedom, where the angular coordinate of crank rotation is taken as a generalized coordinate. For such a model, a differential equation of motion is written, for which a numerical method is used. When solving the differential equation of motion, the reduced moment of inertia of the whole plant, the moment of resistance forces to movement of forming bogies when forming articles from building mixtures, reduced to the axis of crank rotation, nominal design power of the driving engine is calculated. According to the calculated data, an asynchronous electric motor with a short-circuited rotor is selected, for which a mechanical characteristic is built according to the Kloss formula. Having solved the differential equation of motion with all certain characteristics, the function of changing the angular velocity of the crank from the moment of start-up and under the steady-state mode of motion is obtained. Thereafter, the time corresponding to the angular velocity value is calculated, and a function of changing the angular acceleration of the crank from the start-up moment and in the steady motion mode is obtained. Unevenness of motion of unit at steady motion mode is estimated by coefficient of unevenness of motion, coefficient of dynamic motion and generalized coefficient of motion estimation. Effect of angle of displacement of cranks at-water on unevenness of motion is monitored, as a result of which it is determined that specified coefficients have minimum values at displacement of cranks by angle $\Delta\varphi = 90^0$.

Key words: roller forming installation, driving mechanism, displacement, angular velocity, acceleration, unevenness.

В. С. Ловеїкін ORCID: 0000-0003-4259-3900.

К. І. Почка ORCID: 0000-0002-0355-002X.

УДК 519.86(075.8)

СТАТИСТИЧНИЙ МЕТОД ДЛЯ УХВАЛИ РІШЕННЯ З РЕМОНТУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ У АГРОПРОМИСЛОВОМУ КОМПЛЕКСІ

О. В. Надточій, Л. Л. Тітова

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: l_titova@nubip.edu.ua

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 12, рис. 0, табл. 5.

Анотація. В статті пропонується задача по ухвалі рішення необхідності ремонту транспортних чи інших технічних засобів в умовах невизначеності на основі статистичних даних. Будь-які технічні засоби періодично вимагають своєчасного ремонту. Зупинка обладнання на ремонт пов'язана для фірми із втратою прибутку на час ремонту. Підприємець має прийняти нелегке рішення про зупинку обладнання на ремонт. Стаття розглядає класичні критеріями прийняття рішень в умовах невизначеності: Баєса-Лапласа, Вальда, Севіджа або Гурвіца. Використання цих критеріїв розглядається на прикладі транспортних засобів, які знаходяться в трьох ймовірних станах: хорошому, задовільному чи незадовільному. Застосування класичних критеріїв мінімізує збитки. Маючи при цьому накопичену статистику у вигляді матриці перехідних ймовірностей можна щомісячно отримувати дохід або зазнавати збитків. Це дає прогнозувати майбутні щомісячні доходи. Розглянутий підхід може бути використано для різних технічних засобів.

Ключові слова: транспорт, ремонт, критерії ухвали рішень, невизначеність, перехідні ймовірності.

Постановка проблеми

Сучасні технічні засоби при інтенсивній експлуатації час від часу вимагають часткового або капітального ремонту [1]. Це можуть бути верстати, автомобілі, трактори, вантажний транспорт, повітряні чи водні суди, комп'ютерне обладнання тощо, власники яких завжди зацікавлені в безперебійній експлуатації [2] свого обладнання. При цьому надійність роботи обладнання буде залежати від ступеня експлуатації і своєчасності проведення профілактичних і ремонтних робіт [3].

Аналіз останніх досліджень

Недалекоглядний підприємець завжди намагатиметься максимально експлуатувати обладнання іноді зупиняючи його на частковий або

капітальний ремонт. Інший, зі стажем, може мати накопичену статистику для здійснення організації ефективної експлуатації технічних засобів. Виникає запитання – яке рішення має прийняти підприємець [4] при масовій експлуатації технічних засобів, в умовах невизначеного стану цього обладнання?

Мета досліджень

Мета даної роботи полягає в аналізі основних методів ухвали рішення про необхідність проведення ремонту автотранспортних засобів. Уточнення моделі на основі накопичених статистичних даних матриці перехідних ймовірностей і доходів.

Результати досліджень

Дане завдання підпадає під математичну теорію прийняття рішень в умовах невизначеності [5] чи ризику. Керівник підприємства має прийняти рішення: яку вибрати альтернативу X , якщо об'єкти перебувають у невизначеному стані Y . Залежно від обраної альтернативи [7] і стану середовища можна отримати той чи інший результат у вигляді досягнення цільової функції:

$$f(X, Y) \rightarrow Z \quad (1)$$

У разі, якщо безліч альтернатив і станів середовища відоме (має кінцеве значення), то цільова функція може бути задана в табличному вигляді платіжної матриці [8, 9] (табл. 1). Таким чином, цільова функція, є функцією двох аргументів:

$$f_{ij} = f(x_i, y_j) \quad (2)$$

Управлінець, що приймає рішення, достовірно не знає в якому із можливих станів знаходиться система [10]: в *хорошому*, *задовільному* чи *незадовільному*. Він повинен вибрати альтернативу x не володіючи значенням аргументу y : $x \in X \quad y \in Y$.

Це складне і важливе рішення від якого, підприємство може понести збитки чи навпаки отримати прибуток.

За умови, що управлінець оптиміст матимемо наступне рішення:

$$f_{ij} = \max_j f_{ij} \quad (3)$$

Якщо песиміст:

$$f_{ij} = \min_j f_{ij} \quad (4)$$

Позиція компромісу описується наступним чином:

$$f_{ij} = \max_j f_{ij} + \min_j f_{ij} \quad (5)$$

Таблиця 1. Платіжна матриця рішень.

Table 1. Payment matrix of decisions.

X	Z			
	z_1	z_2	...	z_n
x_1	y_{11}	y_{12}	...	y_{1n}
x_2	y_{21}	y_{22}	...	y_{2n}
...	...	...	y_{ij}	...
x_m	y_{m1}	y_{m2}	...	y_{mn}

Підприємство може скористатися класичними критеріями прийняття рішень [5]: Лапласа, БайесаЛапласа (BL), Вальда, Севіджа або Гурвіца. Розглянемо приклад.

Приклад. Припустимо є приватне підприємство, яке має парк автобусів чи таксі для перевезення пасажирів у межах міста. Для безперебійної роботи такого підприємства, час від часу необхідно ставити транспорт на обслуговування чи ремонт.

Звісно будь-яка зупинка руху машини для ремонту призведе до певних економічних витрат.

Таблиця 2. Витрати і доходи.

Table 2. Costs and revenues.

Альтернативи	Стан парку автотранспорту		
	y_1	y_2	y_3
	Витрати (-) і дохід (+)		
X_1	200	1500	-600
X_2	2000	800	-1500
X_3	4000	1500	-5000
Вірогідність стану	0,3	0,5	0,2

Таблиця 3. Матриця залишків за критерієм Севіджа.

Table 3. Sevid's criterion residual matrix.

X	Y			Критерій Севіджа	
	Y_1	Y_2	Y_3	Значення	min
X_1	380	0	0	380	
X_2	200	70	90	200	200
X_3	0	0	440	440	

Критерій Вальда базується на принципі антагонізму, тобто вважає, що навколишнє середовище поводитиметься найгіршим чином, а альтернатива рішення вибирається відповідно до:

$$\min_j f_{ij} \rightarrow \max_i \quad (7)$$

За критерієм Вальда слід вибрати першу альтернативу, тобто провести повний ремонт.

Підприємство зазвичай зацікавлене, щоб машини постійно були на лінії, адже лише тоді він буде мати максимальний прибуток. При профілактичному ж ремонті частина прибутку втрачатиметься. У разі випадкових (непередбачених) поломок, при ігноруванні регламенту технічного обслуговування і профілактичних оглядів підприємство понесе ще більші збитки

Існуючі можливі варіанти вирішення задачі: x_1 - своєчасний капітальний ремонт; x_2 - мінімальний профілактичний ремонт; x_3 - відмова від ремонту [2].

В свою чергу автобусний парк може перебувати в наступних станах: y_1 - машини в повному порядку; y_2 - парку (чи його частині) потрібен частковий ремонт, проте машини виходять на лінію; y_3 - машини перебувають на відновленні (ремонтуються). Підприємство має певний досвід роботи і оцінює свій автопарк наступним чином: 80% автобусів знаходиться в хорошому стані, з них 30% знаходяться у відмінному стані, і тільки 20% потребують капітального ремонту. Економічні результати, що включають і витрати в умовних одиницях (для прикладу грн./год) на частковий і капітальний ремонт, представлені в табл. 2. Відповідно до критерію Лапласа маємо:

$$\max_{x \in X} \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n f(x_i y_j), \quad (6)$$

Максимум значень, отриманих за (6) для даних (табл. 2), рівні 433,3 од. припадає на другу альтернативу x_2 . Дещо гірші показники 366,6 забезпечить альтернатива x_1 .

Передбачається, що в цьому випадку підприємство понесе мінімальні збитки - (-600 од.).

Значення критерію Байеса-Лапласа (B-L) знаходять:

$$\max_{x \in X} \sum_{j=1}^n f(x_i y_j) \cdot p_j \quad (8)$$

З урахуванням ймовірнісних характеристик (p), відповідно до (8) максимальне значення складе 950 од. для альтернативи X_3 . Тобто, транспорт знаходиться в хорошому стані і рекомендується відмовитися від зупинок на ремонт.

У відповідність до критерію Севіджа (9) отримаємо матрицю залишків (табл. 3).

$$\max_j (\max_i f_{ij} - f_{ij}) \rightarrow \min_i \quad (9)$$

Аналізуючи таблицю, кращим (мінімальним) рішенням володіє альтернатива X_2 .

І, нарешті, скористаємося критерієм оптимізму-песимізму (Гурвіца) [5]:

$$a \cdot \max_j f_{ij} + (1-a) \min_j f_{ij} \rightarrow \max_i \quad (10)$$

З урахуванням оптимізму, що стан транспортного парку знаходиться на 80% в хорошому стані, приймемо коефіцієнт $a = 0.8$. Максимальне значення при цьому складе 2200 од. для альтернативи X_3 . Транспорт знаходиться в хорошому стані, можна працювати без зупинок на ремонт.

Таким чином, так як транспорт знаходиться в хорошому стані можна працювати без зупинок, застосовуючи альтернативу X_3 або виконуючи мінімальний профілактичний ремонт, відповідно альтернативі X_2 . Оцінка доходів, отриманих відповідно до обраних критеріїв рішень, для різних критеріїв представлені в табл. 4.

Таблиця 4. Таблиця вибору альтернатив за розрахованих результатами методів.

Table 4. Table of choice of alternatives according to calculated results of methods.

Альтернативи	Критерії рішень				
	Лапласа	Вальда	Б-Л	Гурвіца	Севіджа
	$\uparrow$ (max)	$\uparrow$ (max)	$\uparrow$ (max)	$\uparrow$ (max)	$\downarrow$ (min)
X_1	366,66	-600	690	1080	3800
X_2	433,33	-1500	700	1300	2000
X_3	166,66	-5000	950	2200	4400

При умові, що автобусний парк перебуває в зношеному стані (песимістичний прогноз), наприклад, на 50%, за критерієм Гурвіца був би отриманий результат рівний 450 од. (Найкращий з найгірших). Рекомендація: слід скористатися альтернативою X_1 - провести повний капітальний ремонт. В цьому випадку підприємство понесло б мінімальні збитки.

Далі розглянемо статистичний підхід до прийняття рішень. Припустимо, що підприємець, працюючи жоден рік, має деяку статистику, за якою він оцінює стан транспорту: хороший (a), задовільний (b) і незадовільний (c). При цьому система може в дискретні моменти часу переходити з одного стану в інший. Такий процес поведінки системи є Марківським [11]. Новий стан системи залежить тільки від поточного стану і в жодному разі не залежить від попередніх станів. Транспорт може перебувати в одному з станів відповідно до матриці перехідних ймовірностей P^1 . Залежно від стану в якому знаходиться транспорт, підприємець може щомісяця отримувати дохід чи зазнавати збитків D^1 .

Приймемо до уваги результати представлені у вигляді матриць перехідних ймовірностей P^1 і доходів D^1 .

$$P^1 = \begin{matrix} & \begin{matrix} a & b & c \end{matrix} \\ \begin{matrix} a \\ b \\ c \end{matrix} & \begin{vmatrix} 0,4 & 0,4 & 0,2 \\ 0,1 & 0,4 & 0,5 \\ 0 & 0,2 & 0,8 \end{vmatrix} \end{matrix} = \|p_{ij}^1\| \quad (11)$$

$$D^1 = \begin{matrix} & \begin{matrix} a & b & c \end{matrix} \\ \begin{matrix} a \\ b \\ c \end{matrix} & \begin{vmatrix} 1200 & 600 & 200 \\ 0 & 900 & 200 \\ 0 & 100 & -200 \end{vmatrix} \end{matrix} = \|d_{ij}^1\| \quad (12)$$

Елементи матриці D^1 означають дохід в ум.од., якщо транспорт був у хорошому (a) стані і залишився в ньому, тоді дохід буде максимальним 1200 ум.од. Якщо перейшов в поганий стан, потрібен капітальний ремонт, дохід невеликий. Якщо транспорт зламався (c), то будуть потрібні вкладення до 200 ум.од. Маючи матриці P^1 і D^1 можна прогнозувати майбутні щомісячні доходи чи збитки. Припустимо, що підприємець стоїть перед дилемою зупиняти транспорт для ремонту чи ні. Позначимо $k=1$ – не зупиняти, $k=2$ – зупиняти на профілактичний ремонт. У цьому випадку частина доходу втрачається:

$$P^2 = \begin{matrix} & \begin{matrix} a & b & c \end{matrix} \\ \begin{matrix} a \\ b \\ c \end{matrix} & \begin{vmatrix} 0,3 & 0,5 & 0,2 \\ 0,2 & 0,6 & 0,2 \\ 0,1 & 0,5 & 0,4 \end{vmatrix} \end{matrix} = \|p_{ij}^2\| \quad (13)$$

$$D^2 = \begin{matrix} & \begin{matrix} a & b & c \end{matrix} \\ \begin{matrix} a \\ b \\ c \end{matrix} & \begin{vmatrix} 700 & 500 & -200 \\ 1100 & 900 & 150 \\ 600 & 300 & -300 \end{vmatrix} \end{matrix} = \|d_{ij}^2\| \quad (14)$$

Елементи матриці D^2 враховують витрати, пов'язані з ремонтом. Оптимальність прийняття рішення залежить від максимізації очікуваного

доходу. Це завдання має багато етапів прийняття рішення [5]. Тоді очікуваний дохід становитиме:

$$C_i^m = \sum_{j=1}^3 p_{ij}^m d_{ij}^m \quad (15)$$

Для випадку, якщо транспорт на ремонт не зупиняється дохід складе:

$$\begin{aligned} C^1 &= P^1 + D^1 \\ C_1^1 &= 0,4 \cdot 1200 + 0,4 \cdot 600 + 0,2 \cdot 200 = 1000; \\ C_2^1 &= 0,1 \cdot 0 + 0,4 \cdot 900 + 0,5 \cdot 200 = 460; \\ C_3^1 &= 0,2 \cdot 100 - 0,8 \cdot 200 = -140; \end{aligned} \quad (16)$$

Це означає, що коли транспорт знаходиться в «хорошому» стані (стан *a*), то місячний очікуваний

дохід складе 1000 од., в задовільному (*b*) – 460 од., в поганому (*c*) – будуть потрібні витрати в 140 од.

При зупинці транспорту для ремонту, матимемо наступні оцінки:

$$\begin{aligned} C^2 &= P^2 + D^2 \\ C_1^2 &= 0,3 \cdot 700 + 0,5 \cdot 500 + 0,2 \cdot (-200) = 420; \\ C_2^2 &= 0,2 \cdot 1100 + 0,6 \cdot 900 + 0,2 \cdot 150 = 79; \\ C_3^2 &= 0,1 \cdot 600 + 0,5 \cdot 300 + 0,4 \cdot (-300) = 90; \end{aligned} \quad (17)$$

Оптимальним результатом будуть зведені дані (табл. 5), а рішення приймаємо за максимумом отриманих розрахунків.

Таблиця 5. Таблиця узагальнених рішень.

Table 5. Table of generalized solutions.

Варіант	$k=1$	$k=2$	max	Ремонт
1	1000	420	1000	не виконується
2	460	790	790	виконується
3	-140	90	90	виконується

Таким чином, в першому випадку максимальний дохід 1000 од. отриманий без зупинки на ремонт. У іншому випадку потрібно зупинка експлуатації. При цьому неважливо в якому стані знаходиться транспорт в задовільному стані (*b*), чи в поганому (*c*). Підприємство буде в програві для будь якого варіанту.

Висновки

1. Звичайно, будь-який підприємець інтуїтивно, спираючись на досвід, відчуває стан своїх технічних засобів і може приймати рішення про проведення ремонтних робіт на свій розсуд. Однак тиск бажання отримати максимальний прибуток, може гальмувати прийняття вірного рішення.

2. Використання ж математичного підходу із врахуванням як класичних критеріїв прийняття рішень в умовах невизначеності чи статистичних даних дасть змогу організувати ефективну роботу підприємства і отримання максимально можливого прибутку.

3. Розглянутий підхід, щодо вирішення питання виконання профілактичного чи капітального ремонту, може бути використаний до будь-яких технічних засобів, що експлуатуються.

Список літератури

1. Лудченко О. А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: підручник. Київ. Вища школа. 2007. 527 с.
2. Хазаров А. М. Диагностическое обеспечение технического обслуживания и ремонта автомобилей. Москва. Высшая школа, 2019. 208 с.
3. Haimes Y. Risk modelling, assessment and management. New York: Wiley, 1998. 726 p.

References

4. Ларичев О. И. Проблемы принятия решений с учетом факторов риска и безопасности. Вестник АН СССР. 1987. №11. С. 38–45.
5. Кушлик-Дивульська О. І., Кушлик Б. Р. Основи теорії прийняття рішень. Київ. 2014. 94 с.
6. Fischhoff B., Lichtenstein S., Sslovic P., Derby S., Keeney R. Acceptable Risk. Cambridge: Cambridge University Press, 2017. 181 p.
7. Вентцель Е. С. Исследование операций. Москва. Советское радио, 1972. 552 с.
8. Avizienis A. Fundamental Concepts of Dependability. Research Report. LAAS-CNRS, 2011. №1145. 25 p.
9. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. Москва. Наука, 1964. 576 с.
10. Derman C. Finite State Markovian Decision Process. New York: Academic Press, 2017. 110 p.
11. Булинский А. В. Теория случайных процессов. Москва. Физматлит, 2005. 408 с.
12. Rogovskii Ivan, Titova Liudmyla, Novitskii Andriy, Rebenko Victor. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Proceedings of 18th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 22-25, 2019, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 18, pp. 291-298. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N451. Scopus.

1. Ludchenko O. A. (2007). Technical maintenance and maintenance of cars: Technology. Textbook. Kyiv. Higher School. 527.
2. Khazarov A. M. (2019). Diagnostic maintenance of car maintenance and repair. Moscow. High School. 208.
3. Haimes Y. (1998). Risk Modeling, Assessment and Management. New York: Wiley. 726.

4. Larichev O. I. (1987). Problems of decision making taking into account risk and safety factors. Bulletin of the USSR Academy of Sciences. №11. 38-45.
5. Kushlyk-Divulskaya O. I., Kushlik. B. R. (2014). Fundamentals of decision theory. Kyiv. 94.
6. Fischhoff, B. (2017). Acceptable Risk. Cambridge: Cambridge University Press, 181.
7. Wentzel E. S. (1972). Operations research. Moscow: Soviet Radio. 552.
8. Avizienis A. (2011). Fundamental Concepts of Dependability. Research Report. LAAS-CNRS, №1145. 25.
9. Wentzel E. S. (1964). Probability theory. Moscow. Science, 576.
10. Derman C. (2017). Finite State Markovian Decision Process. New York: Academic Press. 110.
11. Bulinsky A. V. (2005). Theory of random processes. Moscow. Fizmatlit, 408.
12. Rogovskii Ivan, Titova Liudmyla, Novitskii Andriy, Rebenko Victor. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Proceedings of 18th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 22-25, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 18, 291-298. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N451. Scopus.

СТАТИСТИЧЕСКИЙ МЕТОД ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕШЕНИЯ ПО РЕМОНТУ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В АГРОПРОМЫСЛЕННОМ КОМПЛЕКСЕ

О. В. Надточий, Л. Л. Титова

Аннотация. В статье предлагается задача по принятию решения о необходимости ремонта транспортных или иных технических средств в условиях неопределенности на основе статистических данных. Любые технические средства периодически требуют своевременного ремонта. Остановка оборудования для ремонта связана для фирмы с потерей прибыли на время ремонта. Предприниматель должен принять нелегкое решение об остановке оборудования на ремонт. Статья рассматривает классические критерии принятия решений в условиях неопределенности: Байеса-Лапласа, Вальда, Сэвиджа или Гурвица. Использование этих критериев рассматривается на примере транспортных средств, которые находятся в трех вероятных состояниях: хорошо, удовлетворительно и неудовлетворительно. Применение классических критериев минимизирует убытки. Имея при этом накопленную статистику в виде матрицы вероятностей, можно ежемесячно получать доход или нести убытки. Это позволяет прогнозировать будущие ежемесячные доходы. Рассмотрен подход может быть использован для различных технических средств.

Ключевые слова: транспорт, ремонт, критерии принятия решений, неопределенность, вероятность.

STATISTICAL METHOD TO DETERMINE SOLUTIONS FOR REPAIR OF TRANSPORT VEHICLES AT AGROINDUSTRIAL COMPLEX

O. V. Nadtochy, L. L. Titova

Abstract. The article proposes the task of deciding whether to repair vehicles or other technical equipment under uncertainty based on statistics. Any technical means from time to time require repair. Stopping repair equipment is associated with a loss of profit for the repair company. The entrepreneur must make the difficult decision to stop the equipment for repair. The article examines the classic criteria for decision making under uncertainty: Bayes-Laplace, Wald, Sevid, or Hurwitz. The use of these criteria is considered as an example of vehicles that are in three likely states: good, satisfactory or unsatisfactory. The application of classic criteria minimizes losses. With this accumulated statistics in the form of a matrix of transitional probabilities, you can earn monthly income or suffer losses. This allows you to forecast future monthly earnings. This approach can be used for various technical means.

Keywords: transport, repair, decision making criteria, uncertainty, transition probabilities.

О. В. Надточий ORCID 0000-0003-4259-3900.

Л. Л. Титова ORCID 0000-0001-7313-1253.

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ В ПРЕСОВАНОМУ МАТЕРІАЛІ У ПРЕС-ГРАНУЛЯТОРАХ З КІЛЬЦЕВОЮ МАТРИЦЕЮ

Н. І. Болтянська, А. С. Комар

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: nataliia.boltianska@tsatu.edu.ua.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 19, рис. 1, табл. 0.

Анотація. У статті розглянуто взаємодію пресованого матеріалу з робочими органами прес-гранулятора в умовах торцевого обмеження клиновидного простору. У прес-грануляторах з торцевим обмеженням клиновидного простору між робочими органами механічна енергія передається пресованому матеріалу через контактні поверхні матриці, пресуючих роликів і обмежувальних кілець. Мірою переданої енергії доцільно вважати напружений стан елементарного об'єму продукту на цих поверхнях, яке є основою для визначення параметрів ефекту, що характеризують процес гранулювання. З урахуванням цього описано напружений стан пресованого матеріалу в клиновидному просторі між робочими органами прес-гранулятора та представлено математичну модель процесу пресового гранулювання рослинної сировини в умовах замкненого клиновидного простору між матрицею і кожним з пресуючих роликів. Для вирішення завдання по визначенню напружень в пресованому матеріалі, що знаходиться в умовах плоского деформованого стану, було застосовано інженерний метод, який передбачає визначення нормальних і дотичних напружень не в кожній точці об'єму деформованого матеріалу, а лише на контактних поверхнях. Точне рівняння рівноваги було спрощено в припущенні, що нормальні напруження залежать тільки від однієї з координат. Наближене рівняння рівноваги являє собою одне диференціальне рівняння в звичайних похідних. Подано схему взаємодії пресованого матеріалу з робочими органами прес-гранулятора в умовах торцевого обмеження клиновидного простору. Наведено вирази для визначення площі проекції торцевої контактної поверхні елементарного об'єму матеріалу на площину, перпендикулярну осям обертання робочих органів та площі торцевої контактної поверхні елементарного об'єму матеріалу. Виключивши з отриманих рівнянь рівноваги нормальну напружку, нехтуючи нескінченно малими другого порядку малості, було отримано диференціальне рівняння для зони відставання та зони випередження.

Ключові слова: тваринництво, гранульовані корми, прес-гранулятор, матриця, пресуючі ролики, напруження.

Постановка проблеми

Тваринництво та рослинництво є основою для виробництва якісних продуктів харчування. Для розвитку галузі тваринництва потрібно створення міцної кормової бази. Раціональна годівля сільськогосподарських тварин багато в чому визначає їх ріст, розвиток і продуктивність. Підвищення виробництва комбікормів є, таким чином, найважливішим завданням комбікормової промисловості, але розсипний комбікорм має ряд недоліків, таких як гігроскопічність, мала об'ємна маса, схильність до розшарування при транспортуванні, що негативно впливають на його якість. Найефективніший спосіб усунення цих недоліків - це гранулювання [1-3]. Зі збільшенням випуску комбікормів необхідно підвищувати їх якість і розширювати асортимент, забезпечувати механізацію процесу годівлі тварин, поліпшення умов навантаження, зберігання і транспортування комбікормів, краще збереження в них поживних речовин, вітамінів та інших біологічно активних речовин. Збільшення виробництва гранульованих кормів потребує вдосконалення застосовуваних технологій, машин і устаткування в напрямку зменшення енергоємності машин і підвищення якості одержуваних кормів [4-6].

Аналіз останніх досліджень

Дослідженням процесів пресування ударним способом приділялась увага в роботах в роботах Задоріна Г.І. Ефективність вібраційного прикладання навантаження при пресуванні доведена Васильєвим Г.К. та Киженцевим М.Р.. Шестеренні гранулятори виділені в окремому класифікацію пресуючих пристроїв в книзі Мельникова С.В., одне з найперших досліджень робочого органу з зубчастими колесами для брикетування виконано Сімакіним Ю.А. Преси з матрицями набули найбільшого розповсюдження, як в Україні так і за її межами. Деякі гранулятори такого типу навіть випускались серійно (ОПК-2, ОПК-3). Однак, на сьогоднішній день, залишається ще багато питань стосовно основних напрямів пресування зерновмісних сумішей у тваринництві, що потребують вирішення [7-9].

Мета досліджень

Мета досліджень є визначити напруження, які виникають в пресованому матеріалі, що знаходиться в умовах плоского деформованого стану, визначити нормальні і дотичні напруження на контактних поверхнях робочих органів та отримати диференціальне рівняння для зони відставання та зони випередження.

Результати досліджень

У прес-грануляторах здійснюють переробку агросировини при виробництві гранульованих комбікормів і їх окремих компонентів, при виробництві паливних гранул з відходів АПК (наприклад, з соломи, лушпиння), а також з метою отримання гранульованих проміжних продуктів для підвищення ефективності подальшого технологічного процесу (наприклад, гранулювання макухи на олійно-екстракційних заводах).

З використанням гранулятора аграрії отримують можливість ефективно використовувати виробничі відходи шляхом їх переробки на пресоване біодобриво та паливні гранули (пелети). Гранулювання тирси, сіна, соломи, лушпиння та інших відходів дозволяє економити на паливі та підвищити рентабельність роботи підприємства в цілому [10, 11].

Паливні гранули мають значні переваги порівняно з традиційними видами палива. Так для їх виробництва витрачається близько 3% енергії, при цьому під час виробництва нафти ці енерговитрати становлять близько 10%, а при виробництві електроенергії – 60%, їх тепловорна здатність коливається у межах від 4,5 до 5,0 кВт/кг, що в 1,5 рази більше, ніж у звичайної деревини і вугілля. При спалюванні 2000 кг паливних гранул виділяється стільки ж теплової енергії, як і при спалюванні: 3200 кг деревини, 957 м³ газу, 1000 л дизельного палива, 1370 л мазуту. Горіння паливних гранул в топці котла відбувається більш ефективно – кількість залишків (золи) не перевищує меж від 0,5 до 1,0% від загального об'єму використаного палива. При спалюванні паливних гранул не впливають негативно на оточуюче середовище [11-13].

Одним з доцільних шляхів вдосконалення процесу пресового гранулювання є розробка нових і оптимізація існуючих конструкцій прес-грануляторів. Однак огляд наукових джерел дає підстави вважати, що за останнє двадцятиріччя конструкції вітчизняних і зарубіжних [14-16] пресуючих механізмів з кільцевої матрицею хоча і досягли більш високого технічного рівня, але по структурним ознаками змінилися незначно.

З аналізу напружено-деформованого стану пресованого матеріалу в незамкненому клиновидному просторі (умовно розділеному на зону відставання, зону видавлювання в філь'єри і зону випередження) між матрицею і кожним з пресуючих роликів витікає, що для робочого процесу всіх існуючих і знов проєктованих прес-грануляторів з кільцевою матрицею характерно бічне видавлювання продукту. Бічне видавлювання – переміщення матеріалу в напрямку торців робочих органів і його видавлювання за межі області контакту – особливо виражено в зоні відставання і менш інтенсивно в зоні видавлювання в філь'єри матриці. Інтенсивність поперечної течії матеріалу визначається його напруженим станом в клиновидному просторі, а також істотно залежить, як і саме напружений стан, від ряду факторів: структурно-механічних (реологічних) властивостей оброблюваного продукту (границі текучості при стисненні, коефіцієнта контактної тертя), конструктивних параметрів прес-гранулятора [17].

В результаті бічного видавлювання матеріалу значно знижується продуктивність прес-гранулятора. Частина матеріалу, що видавлюється за межі робочої області, надходить на повторне стиснення, що збільшує енерговитрати на гранулювання. При вдосконаленні процесу гранулювання у прес-грануляторах з кільцевою матрицею процес бокового видавлювання і пов'язані з ним недоліки досі не враховувалися ні вітчизняними, ні зарубіжними фахівцями.

Процес пресування без бокового видавлювання можливий тільки в умовах, коли контактні поверхні робочих органів прес-гранулятора утворюють замкнений контур поперечного перерізу шару продукту. Це може бути забезпечено шляхом створення додаткових торцевих контактних поверхонь, що дозволяють реалізувати в зонах відставання і видавлювання в філь'єри матриці схему плоского деформованого стану пресованого матеріалу. Важливим завданням дослідження багатопараметричного нелінійного процесу пресового гранулювання в вальцово-матричному прес-грануляторі є його математичний опис. Математична модель процесу пресування повинна відображати енергетичний стан системи «прес-гранулятор - відпрацьований матеріал», який виступає в якості її внутрішньої характеристики.

У прес-грануляторах з торцевим обмеженням клиновидного простору між робочими органами механічна енергія передається пресованому матеріалу через контактні поверхні матриці, пресуючих роликів і обмежувальних кілець. Мірою переданої енергії доцільно вважати напружений стан елементарного об'єму продукту на цих поверхнях, яке є основою для визначення параметрів ефекту, що характеризують процес гранулювання. Таким чином, необхідно описати напружений стан пресованого матеріалу в клиновидному просторі між робочими органами прес-гранулятора.

Пресований матеріал в клиновидному просторі будемо вважати суцільним ізотропним середовищем, що володіє властивостями пружного тіла. Можливість поширення даної моделі пресованого матеріалу на процес гранулювання рослинної сировини і переваги її застосування обґрунтовані різними авторами [17-19]. При цьому, розглядаючи пластичну деформацію продукту, можна виходити як з теорії малих пружно деформацій (деформаційної теорії пластичності), так і з теорії пластичної течії.

Пресований матеріал в клиновидному просторі будемо вважати суцільним ізотропним середовищем, що володіє властивостями пружного тіла. Можливість поширення даної моделі пресованого матеріалу на процес гранулювання рослинної сировини і переваги її застосування обґрунтовані різними авторами [17-19]. При цьому, розглядаючи пластичну деформацію продукту, можна виходити як з теорії малих пружно деформацій (деформаційної теорії пластичності), так і з теорії пластичної течії.

$$\frac{d \ln \rho(\vec{x}, t)}{dt} + \operatorname{div} \vec{v} = 0 \quad (1)$$

де $\rho(\vec{x}, t)$ – щільність продукту в деякій точці клиновидного простору, заданої радіусом-вектором $\vec{x}$ (напружений стан в даній точці відомо), кг/м³;

t – час, с;

$\vec{v}$ – поле швидкостей руху частинок пресованого матеріалу.

Пластичне деформування матеріалів, що ущільнюються завжди супроводжується об'ємною деформацією зі зміною або без зміни геометричної форми [11]. Початок зони відставання характеризується найбільш інтенсивним ущільненням продукту і переважно структурною деформацією. Однак тут контактні напруги, що виникають на поверхні шару матеріалу, що контактує з робочими органами пресуючого механізму ще не роблять помітного впливу на продуктивність преса, потужність сил корисного опору і інші параметри ефекту. При дослідженні напруженого стану пресованого матеріалу основний інтерес представляє активна, з точки зору впливу контактних напружень на параметри ефекту, частина зони відставання. У цій області клиновидного простору матеріал все більше проявляє пружно-пластичні властивості (цьому сприяє і попередня волого-теплова обробка сировини) і його щільність вже досить висока. Подальше зростання щільності частково компенсується збільшенням витрат в зону видавлювання в філь'єри матриці, де значення щільності стабілізується і його можна вважати постійним і рівним щільності гранул в філь'єрах. У зоні випередження ущільнення відсутнє.

Уже при відносній щільності порядку 0,8 і порівняно невеликих значеннях середнього тиску (що справедливо для процесу пресового гранулювання) поведінка матеріалу, що ущільнюється мало відрізняється від поведінки нестискуваних тіл, що припускає використання методів теорії пластичності нестискуваних тіл [17].

Грунтуючись на вищесказаному, для опису напруженого стану пресованого матеріалу приймемо допущення:

$$\rho(\vec{x}, t) = \rho = const \quad (2)$$

де ρ – середня щільність пресованого матеріалу в активній частині клиновидного простору, кг / м³.

В такому випадку буде справедливо умова сталості елементарного об'єму пластично деформованого матеріалу. З урахуванням (2) повна похідна $d \ln \rho / dt$. Тензор градієнта швидкості обертається в нуль, і рівняння нерозривності (1) запишеться наступним чином:

$$\operatorname{div} \vec{v} = 0 \quad (3)$$

На елементарний об'єм dV пресованого матеріалу, що переміщується в клиновидному просторі з полем швидкостей $\vec{v}$, діє зовнішня масова сила $\rho \vec{F} dV$, де $\vec{F}$ – вектор одиничної масової сили. На кожен елемент dS поверхні, що обмежує довільний об'єм продукту V , м³, діє зовнішня по відношенню до цього об'єму сила $\vec{\sigma} dS$, де $\vec{\sigma}$ – вектор поверхневих напружень на площі dS з зовнішньої нормаллю $\vec{n}$. Тоді рівняння зміни кількості руху матеріалу в клиновидному просторі прес-гранулятора матиме вигляд:

$$\frac{d}{dt} \iiint_V \rho \vec{v} dV = \iint_S \vec{\sigma} \vec{n} + \iiint_V \rho \vec{F} dV \quad (4)$$

З огляду на те, що $\frac{d}{dt} \iiint_V \rho \vec{v} dV = \iiint_V \rho \frac{d\vec{v}}{dt} dV$ і $\iint_S \vec{\sigma} \vec{n} dS = \iiint_V \operatorname{div} T_{\sigma} dV$, з рівняння (4) отримуємо в загальному вигляді диференціальне рівняння руху продукту в клиновидному просторі:

$$\rho \frac{d\vec{v}}{dt} = \operatorname{div} T_{\sigma} + \rho \vec{F} \quad (5)$$

де T_{σ} – тензор напружень в пресованому матеріалі (складений для схеми плоского деформованого стану).

У прес-грануляторі інерційним членом $\rho \frac{d\vec{v}}{dt}$, а також масовою силою, що представляє собою величину третього порядку малості, можна знехтувати в порівнянні з компонентами тензора напружень в оброблюваному матеріалі. Таким чином, рівняння (5) перетворюється в рівняння рівноваги:

$$\operatorname{div} T_{\sigma} = 0. \quad (6)$$

що описує параметри напруженого стану в пресованому матеріалі в усіх точках замкнутого клиновидного простору.

Для вирішення завдання по визначенню напружень в пресованому матеріалі, що знаходиться в умовах плоского деформованого стану, доцільно застосувати інженерний метод [11]. Даний метод передбачає визначення нормальних і дотичних напружень не в кожній точці об'єму деформованого матеріалу, а лише на контактних поверхнях. Точне рівняння рівноваги (6) може бути спрощено в припущенні, що нормальні напруги залежать тільки від однієї з координат. Наближене рівняння рівноваги буде являти собою одне диференціальне рівняння в звичайних похідних.

Введемо відповідно до рисунком 1 циліндричну систему координат (r, φ, z) з полюсом в точці O_M , що лежить на осі обертання матриці O_M . Ось збігається з віссю обертання $O_M z$. Полярна вісь $O_M r$ вибирається на прямій, утвореній перетином площини радіального перетину шару продукту з мінімальною висотою, h_{δ} , м, і площині, перпендикулярній осям обертання робочих органів. Циліндрична контактна поверхня матриці з радіусом r_m , м, задається координатною поверхнею $r = r_m = const$.

Мінімальна висота h_{δ} шару пресованого матеріалу забезпечується поворотом ексцентрикової осі пресуючого ролика на кут ϑ , рад:

$$\vartheta = \arccos \frac{a_0^2 + e^2 - [r_m(1 - k_r) - h_{\delta}]^2}{2a_0 \cdot e}, \quad (7)$$

де a_0 – міжосьова відстань, $O_M O_e$ м;

e – ексцентриситет, м;

$k_r = r_p / r_m$ – відносний радіус пресуючого ролика (r_p – радіус циліндричної контактної поверхні обичайки пресує ролика, м).

При цьому кут ϑ , відлічуваний від лінії $O_M O_e$ (що з'єднує центри матриці і ексцентрикової осі) в напрямку, протилежному обертанню матриці, знаходиться в межах:

$$0 \leq \vartheta \leq \arccos \frac{a_0^2 + e^2 - r_m^2(1 - k_r)^2}{2a_0 \cdot e}$$

Виділимо в зоні відставання елементарний об'єм пресованого матеріалу, обмежений циліндричними поверхнями матриці 1 і пресуючого ролика 2, контактними поверхнями обмежувальних кілець 3, а також двома радіальними перерізами з елементарним кутом $d\varphi$ між ними. Кордон, на якій припиняється контакт торцевих поверхонь обмежувальних кілець з шаром матеріалу, задамо полярним рівнянням:

$$r = \hat{r} = \sqrt{k_r^2 r_m^2 - [r_m(1 - k_r) - h_{\delta}]^2 \sin^2 \varphi + [r_m(1 - k_r) - h_{\delta}] \cos \varphi + (h - h_{butt})}, \quad (8)$$

де φ – кут повороту кільцевої матриці, рад;

h – радіальна висота шару пресованого матеріалу в клиновидному просторі, м;

h_{butt} – радіальна висота проекції торцевої контактної поверхні шару матеріалу на площину, перпендикулярну осям обертання робочих органів, м.

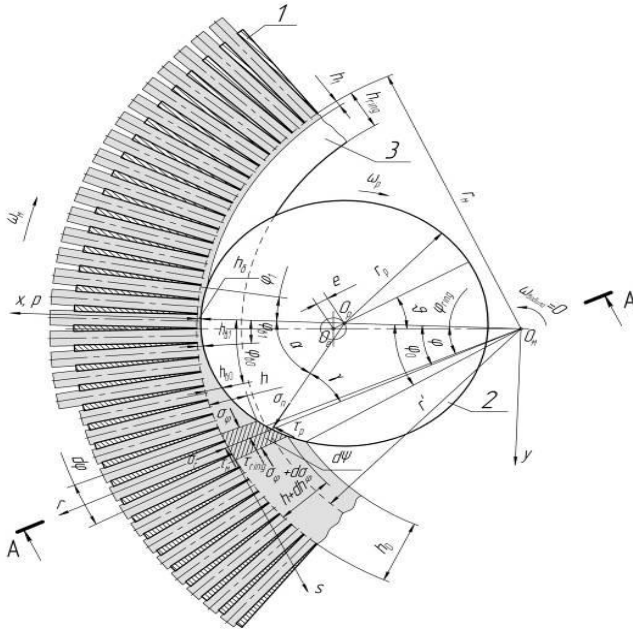


Рис. 1. Схема взаємодії пресованого матеріалу з робочими органами прес-гранулятора в умовах торцевого обмеження клиновидного простору: 1 – кільцева матриця; 2 – пресуючий ролик; 3 – обмежувальне кільце.

Fig. 1. The scheme of interaction of the pressed material with the working bodies of the pelletizer in terms of end limitation of the wedge-shaped space: 1 - annular matrix; 2 - pressing roller; 3 - restrictive ring.

Параметр h_{butt} залежить від співвідношення h_{ring}/h_0 , де h_{ring} – радіальна висота проекції торцевої контактної поверхні обмежувального кільця на площину, перпендикулярну осям обертання робочих органів, м; h_0 – радіальна висота вільного від тиску робочих органів шару матеріалу, що залежить від подачі продукту в робочу камеру преса, м.

Якщо $h_{ring}/h_0 \geq 1$ то:

$$h_{butt} = h \text{ при } -\varphi \leq \varphi \leq \varphi_0, \quad (9)$$

де φ_0 – кутова координата радіального перетину, де починається зона відставання і виникає контакт шару матеріалу з пресуючим роликом, рад;

φ_1 – кутова координата радіального перетину, де закінчується зона випередження і припиняється контакт шару матеріалу з пресуючим роликом, рад.

Якщо $h_{ring}/h_0 < 1$ то:

$$\begin{cases} h_{butt} = h \text{ при } -\varphi \leq \varphi \leq \varphi_{ring} \\ h_{butt} = h_{ring} \text{ при } \varphi_{ring} \leq \varphi \leq \varphi_0 \end{cases} \quad (10)$$

де φ_{ring} – кут повороту матриці, при якому утворюється замкнутий клиновидний простір, рад.

$$\varphi_{ring} = \arccos \frac{(r_m - h_{ring})^2 - k_r^2 r_m^2 + [r_m(1 - k_r) - h_{ring}]^2}{2(r_m - h_{ring}) \cdot [r_m(1 - k_r) - h_{ring}]} \quad (11)$$

Площа $d\Psi$ проекції торцевої контактної поверхні елементарного об'єму матеріалу на площину, перпендикулярну осям обертання робочих органів, з урахуванням рівняння (8), записаного в короткій формі, виразиться в такий спосіб:

дикулярну осям обертання робочих органів, з урахуванням рівняння (8), записаного в короткій формі, виразиться в такий спосіб:

$$d\Psi = \left(r_m h_{butt} - \frac{1}{2} h_{butt}^2 \right) d\varphi, \quad (12)$$

Тоді площа торцевої контактної поверхні елементарного об'єму матеріалу можна отримати, скорегувавши $d\Psi$ множенням на коефіцієнт k_{ring} , що враховує форму зазору Δ , м, між бічними поверхнями обмежувальних кілець і торцями пресуючих роликів [17,19].

У разі, коли торцева контактна поверхня обмежувального кільця перпендикулярна контактній поверхні матриці,

$$k_{ring} = 1 \quad (13)$$

Коли торцева контактна поверхня обмежувального кільця розташована під кутом λ , рад, до контактної поверхні матриці, k_{ring} знаходиться за формулою:

$$k_{ring} = \frac{1}{\sin \lambda} \quad (14)$$

Якщо торцева контактна поверхня обмежувального кільця криволінійна і утворена в діаметральному перетині опуклою стороною звичайної циклоїди з початковою точкою, що лежить на колі з радіусом

$r_m - h_{ring}$, k_{ring} то знаходиться за формулою:

$$k_{ring} = \frac{\frac{16R^2}{3}(\cos^3 \chi - 3\cos \chi) - 8R(r_m - h_{ring})\cos \chi + 8R(r_m - h_{ring})}{2r_m h_{ring} - h_{ring}^2}, \quad (15)$$

де R – радіус, виробляє коло циклоїди, м;

$$\chi = \frac{1}{2} \arccos \left(1 - \frac{h_{ring}}{R} \right)$$

Регулюванням величини зазору Δ і оптимізацією його форми забезпечується можливість зміни опору видавлювання матеріалу через цей зазор.

Через точку з кутовою координатою φ , що належить контактній поверхні матриці і бісектрисі кута $d\varphi$, проведемо вісь r в радіальному напрямку (по нормалі до даної поверхні) і вісь s в окружному напрямку (по дотичній до напрямної даної поверхні). Докладемо до елементарного об'єму реакції зв'язків і спроекуємо елементарні сили на осі r і s (рис 1).

Прийmemo, що на виділений об'єм з боку шару матеріалу, що примикає до радіального перетину з висотою h , діє нормальне тангенціальна напруга σ_φ , Па. Тоді в радіальному перетині з висотою шару $h + dh$ буде діяти напруга

$$\sigma_\varphi + \frac{\partial \sigma_\varphi}{\partial \varphi} d\varphi = \sigma_\varphi + d\sigma_\varphi$$

Друга частина останнього рівності отримана з урахуванням припущення, що σ_φ не залежить від координати r і є середнім по висоті перетину, тобто для контактної поверхні справедливо умова

$$\frac{\partial \sigma_\varphi}{\partial \varphi} = \frac{d\sigma_\varphi}{d\varphi}$$

Виключивши з двох отриманих рівнянь рівноваги нормальну напругу, σ_n Па, нехтуючи нескінченно малими другого порядку малості, вважаючи $\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$,

$\cos \frac{d\varphi}{2} \approx 1$ і $d\varphi = \frac{dh}{\tan \gamma (r_m - h)}$ (з точністю до малих вищого порядку), з урахуванням виразу (12) і подальших перетворень, отримаємо диференціальне рівняння у вигляді:

$$d\sigma_{\varphi} + \left(\frac{r_m}{r_m - h}\right) (\sigma_{\varphi} - \sigma_r) \frac{dh}{h} + \left[k_b \left(1 + \frac{2\Delta}{b}\right) \left(\frac{r_m}{r_m - h}\right) \tau_m + \left(\operatorname{tg}^2 \gamma + 1\right) \tau_p + \frac{2k_{ring}}{b(r_m - h)} \left(r_m h_{butt} - \frac{1}{2} h_{butt}^2\right) \tau_{ring}\right] \frac{dh}{h \operatorname{tg} \gamma} = 0$$

де σ_r – нормальне радіальне напруження в продукті, Па;

τ_m , τ_p , τ_{ring} контактних поверхнях матриці, пресуючих роликів і обмежувальних кілець, Па;

γ – кут, утворений дотичними до контактних поверхонь матриці і ролика в точках, що лежать в одній площині радіального перетину шару продукту і одній площині, перпендикулярній осям обертання – дотичні тангенціальні напруги відповідно на робочі органи, і пов'язаний з координатою φ залежністю:

$$\gamma = \arcsin \left[\frac{r_m(1 - k_r) - h_{\delta}}{k_r r_m} \right] \quad (16)$$

b – робоча ширина кільцевої матриці, м;

k_b – коефіцієнт, який визначається конфігурацією обмежувальних кілець: контактна поверхня вертикальна – $k_b = 1$, похила – $k_b = 1 + \frac{2h_{ring}}{\operatorname{tg} \lambda(b + 2\Delta)}$, циклоїдальних – $k_b = 1 + \frac{2R(2\chi - \sin 2\chi)}{b + 2\Delta}$.

Для зони випередження диференціальне рівняння буде відрізнятися від рівняння (16) знаками контактних дотичних напружень.

На підставі викладеного можна зробити висновок, що бічне видавлювання матеріалу є важливим недоліком в робочому процесі всіх існуючих прес-грануляторів з кільцевою матрицею і його необхідно враховувати з метою підвищення продуктивності і зниження енергоємності пресуючих механізмів, що проектується. Теоретично бічне видавлювання характеризується різною інтенсивністю в залежності від напруженого стану, виду і реологічних властивостей оброблюваного матеріалу, конструктивних параметрів преса. Сформована в результаті теоретичних досліджень математична модель процесу пресового гранулювання в умовах торцевого обмеження клиновидного простору відображає енергетичний стан системи «прес-гранулятор – опрацьований матеріал».

Висновки

1. Для повної реалізації потенційної надійності машини необхідно, щоб система технічного обслуговування і ремонту, а також міжремонтні ресурси і термін служби машини були науково обґрунтованими.
2. Наведено рівняння для визначення терміну окупності заходів щодо підвищення надійності та експлуатаційних витрат з підвищенням надійності.
3. Визначено умову економічної доцільності проведення робіт по підвищенню рівня надійності.

Список літератури

1. Болтянська Н. І. Сучасний стан машинно-тракторного парку підприємств агропромислового комплексу. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. 2008. Вип. 36. С. 3–7.

2. Роговський І. Л. Технічні вимоги до гарантійного технічного обслуговування сільськогосподарських машин. Науковий вісник національного університету біоресурсів та природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2010. Вип. 166, ч. 1. С. 286–291.

3. Склад О. Г., Болтянська Н. І. Механізація технологічних процесів у тваринництві: навчальний посібник. Мелітополь: Колор Принт, 2012. 720 с.

4. Болтянська Н. І. Зниження енергоємності виробництва продукції тваринництва за рахунок скорочення енергії на кормоприготування. Інженерія природокористування. 2018. №1(9). С. 57–61.

5. Роговський І. Л. Відновлення працездатності складальних одиниць сільськогосподарської машини. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків. 2015. Т. 159. С. 224.

6. Склад О. Г., Болтянська Н. І. Основи проектування тваринницьких підприємств: підручник. Київ. Видавничий дім «Кондор», 2018. 380 с.

7. Болтянська Н. І. Система чинників ефективного застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві на підприємстві. Науковий вісник ТДАТУ. 2016. Вип. 6. Т. 1. С. 55–64.

8. Кондря Д. І., Болгов О. В., Фомин С. Є. Обґрунтування конструкції роторного гранулятора з плоскою матрицею. Збірник наукових праць магістрантів та студентів ТДАТУ. 2015. С. 172–173.

9. Гайденок О. Тверде біопаливо: технологічні вимоги, властивості компонентів та технологія виробництва [Електронний ресурс]. Агробізнес сьогодні. Режим доступу: <http://agro-business.com.ua/agro/idei-trendy/item/8366-tverde-biopalyvo-tekhnohichni-vymohy-vlastyosti-komponentiv-ta-tekhnohii-vyrobnystva.html>.

10. Boltyanska N. Ways to Improve Structures Gear Pelleting Presses. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow, 2018. Vol. 18. No 2. P. 23–29.

11. Комар А. С., Болтянська Н. І. Переробка пташиного посліду на добриво шляхом його гранулювання. Тези V Міжнародної науково-практичної конференції «Інноваційні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва». Умань. 2019. С. 18–20.

12. Назаров В. І., Булатов І. А., Макаренко Д. А. Особенности разработки процесса прессового гранулирования биотоплива на основе древесных и растительных отходов Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2009. №2. С. 35 – 39.

13. Болтянская Н. І., Болтянский О. В. Анализ основных направлений ресурсосбережения в животноводстве. Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa, 2016. Vol. 18. No13, b. P. 49–54.

14. Комар А. С. Аналіз конструкцій пресів для приготування кормових гранул та паливних брикетів. Науковий вісник ТДАТУ. 2018. Вип. 8. Т. 2. С. 44–56.

15. Грануляторы комбикормов [Електронний ресурс]. Информационный портал ПИЩЕВИК. Режим доступа: <http://mppnik.ru/publ/491-granulyatory-kombikormov.html>.

16. Болтянська Н. І. Аналіз конструкцій шестерених пресів-грануляторів. Науковий вісник ТДАТУ. 2018. Вип. 8. Т.2. С. 29–43.

17. Друянов, Б. А. Прикладная теория пластичности пористых тел. Москва. Машиностроение, 1989. 168 с.

18. Болтянська Н. І., Комар А. С. Напрями удосконалення робочого процесу вальцово-матричних прес-грануляторів Сучасні наукові дослідження на шляху до євроінтеграції: мат. Міжн. наук.-практ. форуму. ТДАТУ ім. Дмитра Моторного. 2019. Ч.1. С. 33–36.

19. Унксов, Е. П. Инженерная теория пластичности: методы расчета усилий деформирования. Москва. Машгиз, 1959. 328 с.

References

1. Boltyanska N. I. (2008). The current state of the machine-tractor fleet of enterprises in the agro-industrial complex. Proceedings of the Tavrida State Agrotechnological University. No. 36, 3–7.

2. Rogovskii I. L. (2010). Technical Requirements for Agricultural Machinery Warranty Maintenance. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. APK Engineering and Energy series. Issue 166, Part 1. 286–291.

3. Sklar O. G., Boltyanska N. I. (2012). Mechanization of technological processes in animal husbandry: textbook. manual. Color Print. 720.

4. Boltyanska N. I. (2018). Reducing the energy consumption of livestock production by reducing energy for feed production. Preengineering engineering. No. 1 (9). 57–61.

5. Rogovsky I. L. (2015). Restoration of capacity of assembly units of agricultural machinery. Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture. P. Vasilenko. T. 159. 224.

6. Sklar O. G., Boltyanska N. I. (2018). Fundamentals of Livestock Enterprise Design: A Textbook. Condor Publishing House, 380.

7. Boltyanska N. I. (2016) System of factors of effective application of resource-saving technologies in dairy cattle breeding at the enterprise. TDATU Scientific Bulletin. Issue 6. T.1. 55–64.

8. Kondra D. I., Bolgov O. V. Fomin S. E. (2015). Justification of the design of a flat matrix rotary pelletizer. Collection of scientific works of undergraduates and students of TDATU. 172–173.

9. Gaidenko O. (2019). Solid biofuels: technological requirements, properties of components and technology of production [Electronic resource]. Agribusiness today. Access mode: <http://agro-business.com.ua/agro/idei-trendy/item/8366-tverde-biopalyvo-tekhnohichni-vymohy-vlastyosti-komponentiv-ta-tekhnohichni-vyrobnytstva.html>.

10. Boltyanska N. (2018). Ways to Improve Structures Gear Pelletizing Presses. TEKA. An International Quarterly Journal on Motorization, Vehicle Operation, Energy Efficiency and Mechanical Engineering. Lublin-Rzeszow, Vol. 18. No 2. 23–29.

11. Komar A. S., Boltyanska N. I. (2019). Fertilizer manure processing by granulation. Abstracts of the 5th International Scientific and Practical Conference "Innovative Technologies for Growing, Storage and

Processing of Horticulture and Crop Production". Uman. 18–20.

12. Nazarov V. I., Bulatov I. A., Makarenkov D. A. (2009). Features of the development of the press granulation process of biofuels based on wood and vegetable waste Chemical and oil and gas engineering. No. 2. from. P. 35 – 39.

13. Boltyanskaya N. I., Boltyanskiy O. V. (2016). Analysis of the main areas of resource conservation in animal husbandry. Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa, Vol. 18. No13, P. 49–54.

14. Komar A. S. (2018). Analysis of press constructions for the preparation of feed pellets and fuel briquettes. TDATU Scientific Bulletin. Issue 8. V.2. 44–56.

15. Granulators of compound feeds (2019). [Electronic resource]. Information portal PISCHEVIK. Access Mode: <http://mppnik.ru/publ/491-granulyatory-kombikormov.html>

16. Boltyanska N. I. (2018). Analysis of the design of pinion pellets. TDATU Scientific Bulletin. Issue 8. V.2. 29–43.

17. Druyanov, B. A. (1989). Applied theory of plasticity of porous bodies. M.: Engineering, 168.

18. Boltyanskaya N. I., Komar A. S. (2019). Areas of improvement of the working process of roller-matrix press granulators Modern scientific researches on the way to European integration: mat. Int. Research Practice forum. TDAT them. Dmitry Motorny. Part 1, 33–36.

19. Unksov, E. P. (1959). Engineering theory of plasticity: methods for calculating the strain forces. M.: Mashgiz, 328.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ПРЕССОВАННОМ МАТЕРИАЛЕ В ПРЕСС-ГРАНУЛЯТОРАХ С КОЛЬЦЕВОЙ МАТРИЦЕЙ

Н. И. Болтянская, А. С. Комар

Аннотация. В статье рассмотрено взаимодействие прессованного материала с рабочими органами пресс-гранулятора в условиях торцевого ограничения клиновидного пространства. В пресс-грануляторах с торцевым ограничением клиновидного пространства между рабочими органами механическая энергия передается прессованному материалу через контактные поверхности матрицы, прессующих роликов и ограничительных колец. По мере передаваемой энергии целесообразно считать напряженное состояние элементарного объема продукта на этих поверхностях, которое является основой для определения параметров эффекта, характеризующие процесс гранулирования. С учетом этого описано напряженное состояние прессованного материала в клиновидном пространстве между рабочими органами пресс-гранулятора и представлена математическая модель процесса прессового гранулирования растительного сырья в условиях замкнутого клиновидного пространства между матрицей и каждым из прессующих роликов. Для решения задачи по определению напряжений в прессованном материале, которые находятся в условиях плоского деформированного состояния, было применено инженерный метод, который предполагает определе-

ние нормальных и касательных напряжений не в каждой точке объема деформированного материала, а лишь на контактных поверхностях. Точное уравнение равновесия было упрощено в предположении, что нормальные напряжения зависят только от одной из координат. Приближенное уравнение равновесия представляет собой одно дифференциальное уравнение в обычных производных. Представлена схема взаимодействия прессованного материала с рабочими органами пресс-гранулятора в условиях торцевого ограничения клиновидного пространства. Приведены выражения для определения площади проекции торцевой контактной поверхности элементарного объема материала на плоскость, перпендикулярную осям вращения рабочих органов и площади торцевой контактной поверхности элементарного объема материала. Исключив из полученных уравнений равновесия нормальное напряжение, пренебрегая бесконечно малыми второго порядка малости, было получено дифференциальное уравнение для зоны отставания и зоны опережения.

Ключевые слова: животноводство, гранулированные корма, пресс-гранулятор, матрица, прессующие ролики, напряжение.

Key words: animal husbandry, granular feed, press granulator, die, pressing rollers, tension.

Н. І. Болтянська ORCID 0000-0002-7887-4715.

А. С. Комар ORCID 0000-0001-7037-8402.

VOLTAGE DETERMINATION IN PRESSED MATERIAL IN RING DIE PELLET MILL

N. I. Boltianska, A. S. Komar

Abstract. The article discusses the interaction of the pressed material with the working bodies of the press granulator in the face of wedge-shaped limited space. As energy is transmitted, it is advisable to consider the stress state of the elemental volume of the product on these surfaces, which is the basis for determining the effect parameters characterizing the granulation process. With this in mind, the stress state of the pressed material in the wedge-shaped space between the working bodies of the press granulator is described and a mathematical model of the process of pressing granulation of plant materials in the closed wedge-shaped space between the matrix and each of the pressing rollers is presented. To solve the problem of determining the stresses in the extruded material, which are in a plane deformed state, an engineering method was applied, which involves determining the normal and tangential stresses not at each point of the volume of the deformed material, but only on the contact surfaces. The exact equilibrium equation was simplified on the assumption that normal stresses depend only on one of the coordinates. The approximate equilibrium equation is a single differential equation in ordinary derivatives. The scheme of interaction of the pressed material with the working bodies of the press granulator in the conditions of the end restriction of the wedge-shaped space is presented. The expressions for determining the area of the projection of the end contact surface of the elementary volume of the material on a plane perpendicular to the axes of rotation of the working bodies and the area of the end contact surface of the elementary volume of material are given. Eliminating normal stress from the obtained equilibrium equations, neglecting the infinitesimal of the second order of smallness, a differential equation was obtained for the lagging zone and the lead zone.

УДК 631.348

АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ШТАНГОВОГО ОБПРИСКУВАЧА З МЕТОЮ ЗБІЛЬШЕННЯ ЙОГО ПРОДУКТИВНОСТІ

А. В. Бабій

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: Ababiy@ukr.net.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 11, рис. 3, табл. 0.

Анотація. В даній роботі виконано аналіз параметрів штангового обприскувача, які безпосередньо впливають на його технологічну продуктивність. Для розрахункової ширини захвату штанги наведено залежність, яка дозволяє визначити нерівномірність обприскування за шириною захвату штанги з врахуванням висоти від розпилюючого пристрою до об'єкту обробки, кута факелів розпилювальної рідини та кратності їх перекриттів. При дослідженні робочої швидкості агрегату введені критерії, які регламентують її максимальне значення, звідки визначаються такі параметри як, наприклад, оптимальний об'єм бака для робочої рідини, допустима вага обприскувача. Також виконано аналіз складових коефіцієнта використання часу роботи агрегату та показано їх взаємозв'язок з конструктивними та технологічними параметрами обприскувача.

Ключові слова: енергосаб, штанговий обприскувач, продуктивність, ширина захвату, розпилювач, штанга обприскувача, робоча швидкість.

Постановка проблеми

Застосування передових технологій у виробництві сільськогосподарської продукції рослинництва ніяким чином не може обійтися без хімічного захисту. В переважній більшості цю технологічну операцію забезпечують штанговими обприскувачами. Масове застосування даних машин вказує на їх високу технологічну ефективність, але паралельно з цим і зростають до них вимоги. При придбанні технологічної машини кожен виробник будь-якої продукції має бажання придбати технологічно ефективну машину з високою продуктивністю та технічно надійну.

По відношенню до причіпних штангових обприскувачів ці параметри дуже тісно пов'язані між собою. Якщо вирішувати задачу підвищення продуктивності такого агрегату, то збільшення, наприклад, ширини захвату його робочого органу дозволить за один і той же час обробляти більшу площу. Відповідно цей показник зросте. Те саме можна говорити і про збільшення робочої швидкості обприскувача.

Все це можна реалізувати на практиці, але існує ряд обмежень, які утруднюють дану задачу. Якщо мова йде про збільшення ширини захвату штанги, то виникає ряд нових проблем: складність маневрування, підвищення маси, виникнення збільшених динамічних сил та амплітуди коливань і як наслідок погіршення якості виконання технологічного процесу обприскування. При підвищенні робочої швидкості агрегату також збільшуються динамічні сили на елементи конструкції обприскувача, виникає необхідність у застосуванні баків більших об'ємів, збільшення потужності двигуна приводу агрегату і т.д. Крім того, високі швидкості породжують вихрові потоки, що зносять дрібнодисперсні частинки від поверхні оброблюваних рослин. Тому актуальним залишається проведення досліджень в цьому напрямку.

Аналіз останніх досліджень

Хоч сільськогосподарські обприскувачі є дуже поширеними машинами, розрахунки їх основних складових, особливо каркасів штанг, практично відсутні в літературних джерелах. Оцінку несучої здатності і довговічності рамних конструкцій обприскувачів розвинув у свої працях професор Рибак Т.І. [1, 2] та учні його наукової школи. Роботи, що стосуються динамічних розрахунків штангових обприскувачів висвітлені в працях Барановського О.С. [3], Віковича І.А. [4, 5], Дівеєва Б.М. [5], Дричика С.Т. [6], Масло І.П. [7], Озолса Я.Г. [8] та ін.

В кожній з наведених праць вирішується локальна задача, що направлена на вдосконалення конструкції обприскувача чи покращення виконання ним технологічного процесу. Але мало уваги приділено критеріям, які лежать в основі вибору робочої ширини захвату штанги обприскувача та його робочої швидкості руху.

Мета досліджень

В роботі поставлено мету – виконати аналіз параметрів штангового обприскувача, які безпосередньо

впливають на його технологічну продуктивність, та запропонувати шляхи її збільшення.

Результати досліджень

В основі проектування будь-якої мобільної сільськогосподарської машини чи агрегату головним критерієм оптимальності є продуктивність. Абсолютно точно цю аналогію можна застосувати для штангових обприскувачів. Для виконання порівняльного аналізу вибрано причіпний штанговий обприскувач. Продуктивність (га/год) для такої машини визначається загальновідомою залежністю [9]:

$$W = 0,36B_p v_p \tau_{\text{ч}}, \quad (1)$$

де B_p – робоча ширина захвату штанги обприскувача, м; v_p – робоча швидкість агрегату, м/с; $\tau_{\text{ч}}$ – коефіцієнт використання часу при роботі обприскувача.

Аналізуючи залежність (1), бачимо, що продуктивність залежить від всіх наведених складових. Виконаємо аналіз кожної з них.

Робоча ширина захвату обприскувача B_p визначається шириною штанги в розгорнутому вигляді. Сучасні конструкції обприскувачів мають штанги шириною розгортки приблизно від 12 до 46 м [10]. Зрозуміло, що при решту рівних умов, збільшуючи ширину захвату штанги, збільшується і продуктивність агрегату. Основна вимога до даного конструктивного елементу обприскувача – копіювати рельєф поля з метою забезпечення норми внесення робочого препарату на одиницю площі оброблюваного об'єкту. За таких умов

рівномірність внесення робочого препарату за шириною захвату штанги також буде забезпечуватися.

Зв'язок ширини захвату штанги B_p з нормою витрати робочого препарату Q можна представити у вигляді залежності:

$$B_p = \frac{q}{0,006v_p Q}, \quad (2)$$

де q – хвилинна витрата через всі розпилювачі на штанзі, л/хв; Q – задана норма внесення робочого препарату, л/га.

Звідси випливає, що ширина захвату штанги прямо пропорційна хвилинній витраті через розпилювачі q та обернено пропорційна робочій швидкості агрегату v_p . Тут хвилинна витрата через розпилювачі q або хвилинна витрата через один розпилювач q' ($q' = q/z$, де z – кількість розпилювачів на штанзі) залежить від конструкції розпилюючого пристрою, площі його вихідного отвору, тиску в напірній магістралі тощо. Хвилинну витрату можна «зв'язати» із заданою нормою внесення Q робочого препарату на га, тобто пропускна спроможність розпилюючих пристроїв за одиницю часу повинна відповідати заданій нормі внесення. А це означає, що ці складові взаємно виключають одна одну і (q, Q) впливу на продуктивність агрегату не чинять.

З іншого боку, робоча ширина штанги визначається через розрахункову ширину B_{pp} , яка дозволяє визначити нерівномірність обприскування за шириною захвату штанги з врахуванням висоти від розпилюючого пристрою до об'єкту обробки H , кута факела розпилю робочої рідини α та кратності перекриттів факелів розпилю k_n , рис. 1.

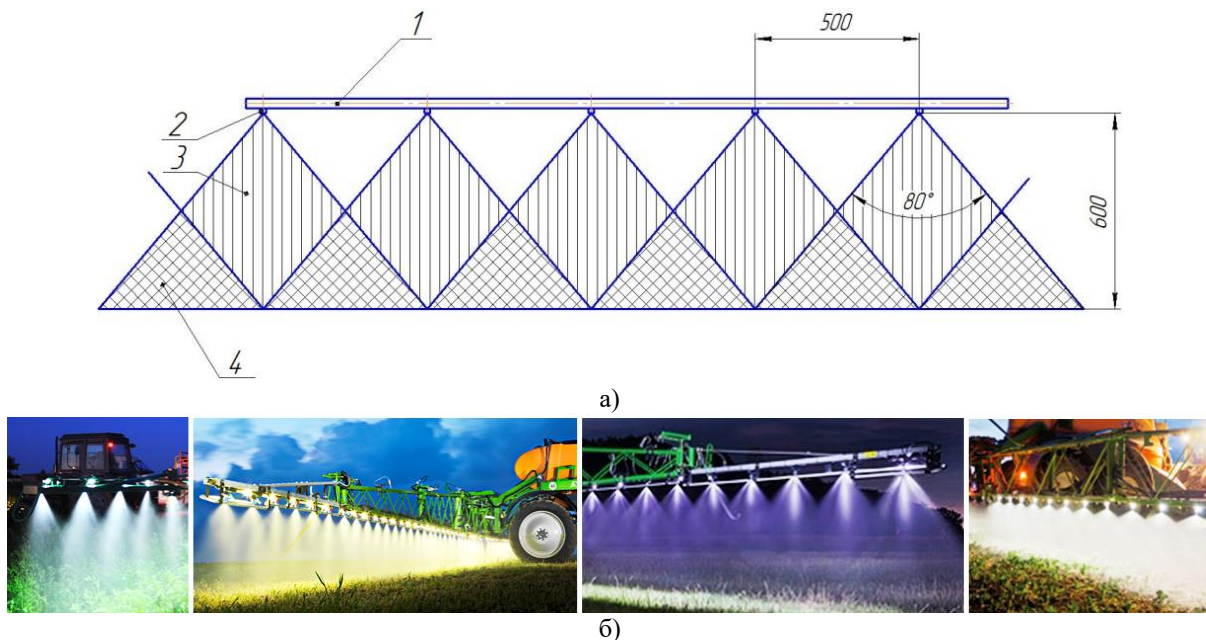


Рис. 1. До визначення розрахункової ширини штанги обприскувача

а – розрахункова схема: 1 – фрагмент штанги обприскувача; 2 – розпилюючий пристрій; 3 – факел розпилю робочої рідини без перекриття; 4 – частина факелу розпилю з подвійним перекриттям;

б – світлини фізичних факелів розпилю робочої рідини на обприскувачах з LED-підсвіткою штанги

Fig. 1. Before finding calculated boom width of sprayer

а – calculation scheme: 1 – part of sprayer boom; 2 – spraying device; 3 – nozzle of work liquid spraying without overlap; 4 – a part of nozzle of work liquid spraying with double overlap; б – photos of real nozzles of work liquid on sprayers with LED boom backlight

$$B_{pp} = b(n-1) - 2H \left[\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right] [1 - 2k_n^{-1}], \quad (3)$$

b – відстань між розпилювачами, м; n – кількість розпилювачів на штанзі; H – відстань від розпилюючого пристрою до об'єкту обробки, м; α – кут розпилу робочої рідини, град; k_n – кратність перекриттів факелів розпилю.

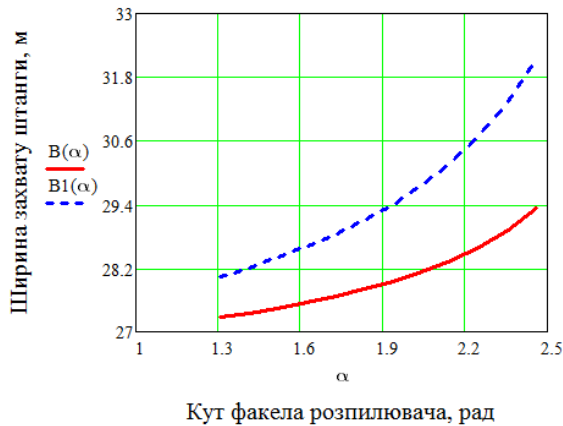


Рис. 2. Графічні залежності зміни ширини захвату штанги від кута факела розпилювача та відстані до об'єкту обробки.

Fig. 2. Graphic equations of boom work width changing of sprayer nozzle angle and distance to the object.

Як видно з рис. 2, що ширина захвату штанги значно залежить від типу розпилюючого наконечника, тобто кута факелу розпилу ним робочої рідини та ще в більшій мірі від відстані від розпилювачів до об'єкту обробки. Приклад наведено для двадцятисемиметрової штанги обприскувача (рис. 2), де кут розпилу розпилювачів варіювався від 75° до 145° : суцільна лінія відповідає відстані до об'єкту обробки 0,5 м, пунктирна – 1 м. На рис. 3 показано як відрізняється ширина захвату штанги при встановленні її на відстані 0,5 м та 1 м від об'єкту обробки. Наприклад, для розпилювачів з кутом розпилу робочої рідини 110° ця різниця сягає 1,43 м.

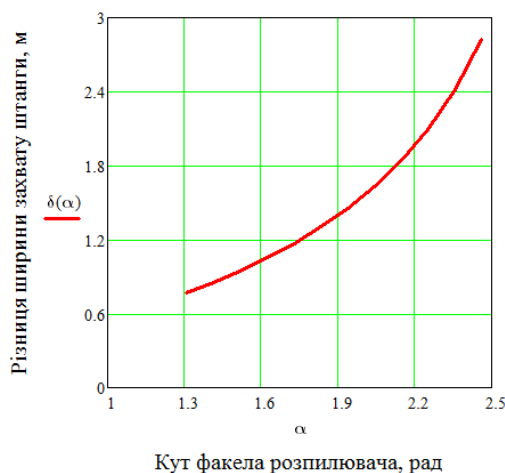


Рис. 3. Графічна залежність різниці зміни ширини захвату штанги при висоті її встановлення 0,5 м та 1 м над об'єктом обробки.

Fig. 3. Graphic equation of changing work width of boom difference with height installation 0,5 m and 1 m above processing object.

Крім того, ширина захвату штанги пов'язана з маневреністю машини, збільшенням ваги та виникаючими при цьому динамічними перевантаженнями, міцністю такої конструкції та ресурсом її роботи тощо. На даний час важко відшукати теоретичні доведення, в основі яких лежать такі функціональні залежності. Тому на практиці конструктивно виконують ширину штанги по аналогії до вже відомих або приймають її відповідно до заданих Технічних умов. Тоді дослідний зразок (за готовими геометричними розмірами) аналізують аналітично та перевіряють, виконуючи експериментальні дослідження. Виявлені недоліки усувають зміною (підбором) геометричних чи фізичних параметрів окремих найбільш слабких елементів. На даний час описана проблема є неповністю вирішеною і потребує додаткових аналітичних розробок.

Продовжуючи аналіз залежності продуктивності (1), розглядаємо робочу швидкість агрегату v_p . Її можна представити у вигляді функції багатьох аргументів:

$$v_p = f(N, D, T, \dots), \quad (4)$$

де N – потужність двигуна енергозасобу на оптимальному режимі; D – параметр, що обмежує максимальну швидкість за критерієм виникнення допустимих напружень в елементах конструкції обприскувача при дії динамічних сил; T – технологічний параметр для обмеження робочої швидкості агрегату.

Максимально допустима швидкість за параметром T обмежена:

- продуктивністю насосної установки обприскувача для забезпечення заданої норми виливу робочого препарату;
- утворенням вихрових потоків позаду штанги, що зносять дрібнодисперсні частинки робочого препарату від об'єкту обробки;
- властивостями речовин бакової суміші тощо.

Якщо параметри D, T досить важко ввести в конкретні функціональні залежності для визначення робочої швидкості руху агрегату, їх можна використовувати як обмеження максимальної допустимої швидкості (за умови проведення локальних незв'язаних між собою досліджень), то $v_p = f(N)$ піддається раціональному аналізу [11]. Отже, потужність двигуна енергозасобу на оптимальному режимі:

$$N = N_n \eta_m z - N_6 - N_{\Delta v}, \quad (5)$$

де N_n – номінальна потужність двигуна, Вт; η_m – механічний ККД трансмісії енергозасобу; z – коефіцієнт оптимального завантаження двигуна; N_6 – потужність, що затрачається на буксування енергозасобу, Вт; $N_{\Delta v}$ – потужність, що затрачається на пришвидшення енергозасобу, Вт.

Тоді:

$$N = (f_e G_e \eta_m^{-1} + f_o (G_{po} + G_6) \eta_{mo}^{-1}) v_p + N_{ВВП} \eta_{ВВП}^{-1}, \quad (6)$$

тут f_e, f_o – коефіцієнти опору переключуванню енергозасобу та обприскувача; G_e – вага енергозасобу, Н; G_{po} – вага рами обприскувача з навісним обладнанням, Н; G_6 – вага вмісту бака обприскувача, Н; $N_{ВВП}$ – потужність, що затрачається приводом ВВП для роботи насосної установки обприскувача, Вт; $\eta_{ВВП}$ – ККД приводу ВВП.

Враховуючи (5) і (6), отримаємо залежність для визначення швидкості агрегату:

$$v_p = \frac{N_H \eta_M Z - N_6 - N_{\Delta v} - N_{ВВП} \eta_{ВВП}^{-1}}{f_e G_e \eta_M^{-1} + f_o (G_{po} + G_6) \eta_M^{-1}}. \quad (7)$$

Таким чином, встановлено залежність другої складової продуктивності (1) – робочу швидкість агрегату від потужності двигуна енергозасобу $v_p = f(N)$, тобто його здатності транспортувати робочу машину. Тут ватро зауважити, що параметри D і T функції швидкості (4) мають обмежувальний характер. Робоча швидкість не може перевищувати деякого значення в залежності від вказаних параметрів $N, D, T, \dots$, виходячи з того, який критерій буде задоволений першим.

Перейдемо до аналізу третьої складової продуктивності (1) – коефіцієнта використання часу при роботі обприскувача τ_q . Свій аналіз вибудуємо на припущенні, що обприскувач працює на одному полі, довжина гону якого складає l . Тут не будемо використовувати питомих показників використання часу зміни: часу переміщення обприскувача до поля та місця стоянки; часу на переїзди з однієї площі на іншу в межах часу зміни; часу на ТО, відпочинок, обід тощо; часу на заправку енергозасобу, організацію переїздів агрегату тощо.

Отже, коефіцієнт використання часу при роботі обприскувача τ_q :

$$\tau_q = t_r / (t_r + t_3 + t_x + t_{tr} + 2t_{\Delta v}), \quad (8)$$

де t_r – час проведення обприскування площі за довжиною одного гону, с:

$$t_r = l / v_p; \quad (9)$$

де t_3 – час заправки бака обприскувача віднесений до площі обробки довжиною одного гону, с

$$t_3 = \frac{Q_r}{q_n} = \frac{B_p l Q}{10^4 q_n}, \quad (10)$$

де Q_r – кількість робочого препарату, що виливається на площу довжиною одного гону, кг(л); q_n – продуктивність насосної установки обприскувача при самозаправці (заправка іншими пристроями), кг(л)/с; t_x – час, що затрачається на холості повороти, с; t_{tr} – питомі затрати часу на транспортування робочої рідини до обприскувача, що віднесені до обробки одного гону, с:

$$t_{tr} = \frac{L Q'}{v_p G_6}, \quad (11)$$

де Q' – кількість кг(л) робочого препарату, що виливається на 1 га; L – відстань від пункту заправки обприскувача (машини заправника) до оброблюваної площі, м; $2t_{\Delta v}$ – час руху обприскувача зі змінною швидкістю, с.

Висновки

1. При визначенні робочої ширини захвату обприскувача основними критеріями є: маневреність машини, збільшення коливань штанги, що погіршує технологічний процес обприскування, виникнення динамічних сил в каркасах секцій штанг, які впливають на ресурс їх роботи та збільшення ваги машини в цілому.

2. При аналізі робочої швидкості агрегату, було розглянуто основні параметри, від яких вона залежить. Першим і безумовним параметром є потужність двигуна енергозасобу, який агрегатом обприскувач. Приймається оптимальний режим роботи двигуна і за розвинутою потужністю вираховується максимально допустима вага агрегатованої технологічної машини на

заданій робочій швидкості. Тоді, виходячи з цього, визначається максимальний об'єм бака обприскувача, причому максимальна вага обприскувача є обмеженою допустимим питомим тиском опорних чи опорно-приводних коліс на ґрунт. Якщо вага обприскувача лежить в допустимих межах (за питомим тиском на ґрунт), а потужність двигуна є достатньою, то робочу швидкість збільшують до межі дії наступного критерію. Наприклад, таким критерієм може бути виникнення допустимих напружень в елементах конструкції обприскувача при дії динамічних сил, що впливають на міцність та довговічність конструкції.

3. Крім того, технологічний параметр для обмеження робочої швидкості агрегату також є актуальним, наприклад, продуктивність насосної установки обприскувача для забезпечення заданої норми виливу робочого препарату є незадовільною; утворюються вихрові потоки позаду штанги, що зносять дрібнодисперсні частинки робочого препарату від об'єкту обробки; якщо за властивостями речовин бакової суміші не допускається високої швидкості їх виходу з розпилюючого наконечника тощо.

4. Таким чином, вибирається така робоча швидкість, яка б задовольняла всі поставлені обмеження. Подальший розвиток наведеного аналізу параметрів обприскувача знаходиться в площині побудови оптимізаційної задачі, де після задоволення всіх обмежень вибирається оптимальний параметр.

5. Ті самі міркування стосуються і коефіцієнта використання часу при роботі обприскувача.

Список літератури

1. Рибак Т. І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. Тернопіль: ВАТ "ТВПК "Збруч", 2003. 332 с.
2. Рибак Т., Бабій А., Попович П., Рінецький С. Пошукове конструювання на сучасному розвитку експериментальних засобів та аналітичних досягнень – концептуальна триєдина модель. Вісник ТНТУ. 2011. Спецвипуск, частина 2. С. 164–172.
3. Барановський О. С. Технічний рівень обприскувачів ринку України та заходи по підвищенню ефективності, використанню пестицидів на сучасному етапі. Сільськогосподарська техніка України. 1998. № 4. С. 7–9.
4. Вікович І. А. Штангові обприскувачі для хімічного захисту рослин. Львів: Вид-во НУ "Львівська політехніка", 2003. 480 с.
5. Вікович І. А., Дівеєв Б. М. Математична модель нанесення краплин рідини на рослини обприскувачами. Вісн. Держ. ун-ту "Львівська політехніка". 2000. №394. С. 6–11.
6. Дричик С. Т. Исследование динамики штангового рабочего органа опрыскивателя. Динамика и прочность сельскохозяйственных машин. 1986. С. 81–88.
7. Масло І. П., Тимошенко С. П., Онуфрієнко Ю. Ф. Механізація захисту рослин. Київ: Урожай, 1982. 145 с.
8. Озолс Я. Г. Анализ факторов, влияющих на качество работы штанговых опрыскивателей. Елгава:

Исследование динамики штанговых опрыскивателей: Труды ЛСХА. 1987. Вып. 239. С. 18–33.

9. *Пастухов В. І., Чигрин А. Г.* Довідник з машиновикористання в землеробстві: навч. посіб. для студ. Харків: "Веста", 2001. 343 с.

10. *Шимко С.* Правильний обприскувач – запорука надійного захисту рослин. Пропозиція – Головний журнал з питань агробізнесу: URL: <https://propozitsiya.com/ua/pravilny-obpriskuvach-zaporuka-nadiynogo-zahistu-roslin>.

11. *Кут'ков Г. М.* Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. Москва: Колос, 2004. 504 с.

References

1. *Rybak T.* (2003). Search designing on base of resource optimization of mobile agricultural machinery. Ternopil: OAU "TVPK "Zbruch"", 332.

2. *Rybak T., Babiy A., Popovych P., Ripetskiy Y.* (2011). Research designing on modern development of experimental devices and analytical achievements – conceptual triune model. Visnyk TNTU. Special edition, part 2. 164–172.

3. *Baranovskiy O.* (1998). Technical level of sprayer at Ukrainian market and methods of efficiency increasing, pesticides using on modern stage. Agricultural machinery of Ukraine. N4. 7–9.

4. *Vikovych I.* (2003). Boom sprayers for plants chemical protection. Lviv: Published by NU "Lviv Politechnics", 480.

5. *Vikovych I., Diveyev B.* (2000). Mathematical model liquid drops applying on plants by sprayers. Visnyk of State University "Lviv Politechnics". N394. 6–11.

6. *Drychuk S.* (1986). Dynamics research of work device of boom sprayer. Dynamics and toughness of agricultural machinery. 81–88.

7. *Maslo I., Tymoshenko S., Onuphriyenko Y.* (1982). Crops protection mechanisation. Kyiv: Urozhay, 145.

8. *Ozols Y.* (1987). Analysis of factors which effect on work quality of boom sprayers. Elgava: Dynamics research of boom sprayers: Works of LSHA. Edition 239, 18–33.

9. *Pastuhov V., Chygryn A.* (2001). Reference book of machinery using in agriculture: educational book for students. Kharkiv: "Vesta". 343.

10. *Shymko S.* (2019). Right sprayer - reliable crops protection guaranty. Offer – Main magazine of agricultural business questions: URL: <https://propozitsiya.com/ua/pravilny-obpriskuvach-zaporuka-nadiynogo-zahistu-roslin>.

11. *Kut'kov G.* (2004). Tractors and automobiles. Theory and technological qualities. Moscow: Kolos, 504.

дительность. Для расчетной ширины штанги приведена зависимость, которая позволяет определить неравномерность опрыскивания за шириной захвата штанги с учетом высоты от распылительного устройства к объекту обработки, угла факелов распыления рабочей жидкости и кратности их перекрытий. При исследовании рабочей скорости агрегата введены критерии, которые регламентируют ее максимальное значение, откуда определяются такие параметры как, например, оптимальный объем бака для рабочей жидкости, допустимый вес опрыскивателя. Также выполнен анализ составляющих коэффициента использования времени работы агрегата и показана их взаимосвязь с конструктивными и технологическими параметрами опрыскивателя.

Ключевые слова: энергосредство, штанговый опрыскиватель, производительность, ширина захвата, распылитель, штанга опрыскивателя, рабочая скорость.

PARAMETERS ANALYSIS OF BOOM SPRAYER FOR PURPOSE OF INCREASING ITS PRODUCTIVITY

A. V. Babii

Abstract. In current work it is made the analysis of parameters of boom sprayer, it directly influences on its technological productivity. The shown equation helps to find out the calculated spray width of boom and allows to find spraying unsteadiness using spray width of boom considering distance between spraying device and processing object, nozzle angle of work liquid spraying and the number of overlaps. Criteria of maximum number were entered while researching sprayer work speed, here we could find such parameters as, for example, optimal tank volume for work liquid, permissible sprayer weight. It's also made the analysis of coefficient components of time using of sprayer work and correlation with constructive and technological sprayer parameters is shown.

Key words: energy tool, boom sprayer, productivity, work width, nozzle (spraying device), sprayer boom, work speed.

A. B. Бабій ORCID 0000-0001-6198-0100.

АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ШТАНГОВОГО ОПРЫСКИВАТЕЛЯ С ЦЕЛЮ УВЕЛИЧЕНИЕ ЕГО ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

A. B. Бабій

Аннотация. В данной работе выполнен анализ параметров штангового опрыскивателя, которые непосредственно влияют на его технологическую произво-

УДК 631.312

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПЕРЕМІЩЕННЯ ЧАСТИНКИ ВЕРТИКАЛЬНИМ ШНЕКОМ ПРИ СТАЦІОНАРНОМУ РЕЖИМІ

С. Ф. Пилипака¹, В. М. Бабка¹, І. Ю. Грищенко¹, Т. А. Кресан²

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Відокремлений підрозділ «Ніжинський агротехнічний інститут» Національного університету біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 131 – прикладна механіка.

Кореспонденція авторів: psf55@ukr.net.

Історія статті: отримано – вересень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 9, рис. 3, табл. 0.

Анотація. Складено рівняння відносного переміщення частинки по периферії вертикального шнека, який обертається навколо своєї осі і обмежений співвісним нерухомим циліндром. Рівняння розв'язано чисельними методами. Окремо враховано силу тертя частинки по поверхні шнека і поверхні циліндричного кожуха. Знайдено кутова швидкість ковзання частинки по поверхні шнека. Побудовано графік для знаходження ефективного режиму транспортування частинки. Розглянуто також окремий випадок, коли шнек нерухомий і частинка спускається по ньому під дією сили власної ваги, що має місце у гвинтових спусках. Наведено графіки кінематичних характеристик у функції часу.

Ключові слова: частинка, відносний рух, вертикальний шнек, частинка, кутова швидкість обертання, циліндричний кожух, диференціальні рівняння, кінематичні параметри.

Постановка проблеми

Академіком П. М. Василенком в фундаментальній монографії [1] розглянуто теоретичні основи руху матеріальної частинки по шорстких поверхнях як стаціонарних, так і рухомих, стосовно їх застосування у робочих органах сільськогосподарських машин. В ролі транспортувального органу таких машин широко використовується шнек, поверхня якого є гвинтовою. В монографії [1] приділено увагу руху частинок по гвинтових поверхнях із зазначенням внеску окремих вчених в розвиток цього напрямку досліджень. Сучасний стан розвитку комп'ютерної техніки і програмного забезпечення дозволив підійти до розв'язання подібних задач на новому якісному рівні. Вертикальний шнек, що обертається навколо своєї осі в нерухомому циліндричному кожусі, може транспортувати технологічний матеріал вгору. По такому ж принципу відбувається буріння ям, де кожухом служить циліндрична поверхня самої ями. Знання фізичної суті та математичний

опис процесу дозволяють знаходити необхідні конструктивні і технологічні параметри для ефективного виконання робіт.

Аналіз останніх досліджень

Досить добре вивчено рух матеріальних частинок по нерухомих гвинтових поверхнях під дією сили власної ваги. В працях П. М. Заїки [2] розглянуто рух частинок по косому (нерозгортному) гелікоїду. М. І. Сисоєв дав узагальнене розв'язання задачі руху частинки по гвинтовій поверхні сталого кроку, осьовим перерізом якої є довільна крива [3]. Як окремий випадок він розглянув розгортний гелікоїд, а також косий гелікоїд (поверхня, у якої осьовим перерізом є пряма, нахилена під певним кутом до горизонтальної площини). В працях [4, 5] в натуральній системі координат розв'язана задача руху матеріальної частинки по нерозгортній гвинтовій поверхні із горизонтальним розташуванням прямолінійних твірних (гвинтовому коноїду або шнеку), яка в праці [6] поширена на косий гелікоїд. В праці [7] розглянуто рух частинки по внутрішній поверхні вертикального конуса, який обертається навколо своєї осі. В працях [2, 8] досліджено рух частинки по внутрішній поверхні вертикального циліндра, що здійснює планетарний рух.

Мета досліджень

Дослідити закономірності руху матеріальних частинок при їх взаємодії із поверхнею вертикального шнека, що обертається навколо своєї осі, та нерухомого співвісного циліндричного кожуха.

Результати досліджень

В праці [4] показано, що при русі частинки під дією власної ваги по поверхні нерухомого вертикального гвинтового коноїда вона віддаляється від його осі.

Рух частинки на периферію поверхні спричинює відцентрова сила. При обертальному русі шнека навколо своєї осі то частинка здійснює складний рух: вона ковзає по його поверхні, але в абсолютному русі теж буде обертатися навколо осі коноїда, що теж спричинить її рух на периферію. Такий рух є короткочасним, оскільки відбувається зустріч із циліндричним обмежувачем кожухом. Надалі рух відбувається при взаємодії частинки із двома поверхнями. Абсолютною траєкторією частинки після стабілізації руху є гвинтова лінія – слід частинки на поверхні кожуха. Відносно траєкторією є слід ковзання частинки по поверхні шнека, який збігається із гвинтовою лінією – крайкою шнека. Складання математичної моделі руху частинки почнемо із запису параметричних рівнянь гвинтової лінії:

$$x = R \cos \alpha; \quad y = R \sin \alpha; \quad z = R \alpha \operatorname{tg} \beta, \quad (1)$$

де R – радіус обмежувачого циліндра – стала величина;

β – кут підйому гвинтової лінії крайки шнека – стала величина;

α – кут повороту точки гвинтової лінії навколо її осі – незалежна змінна.

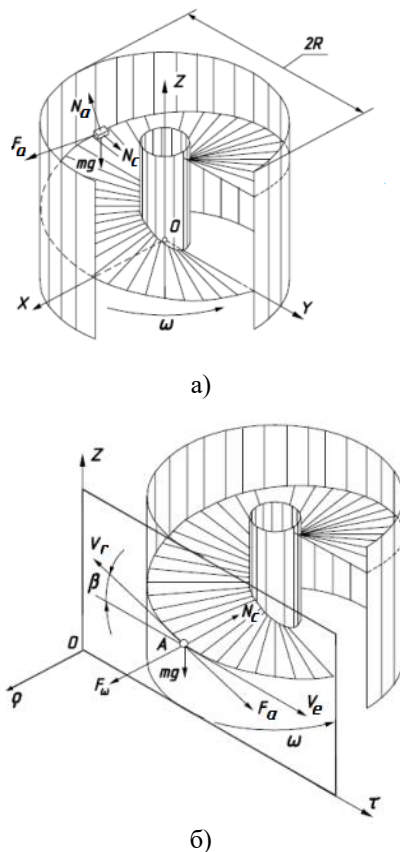


Рис. 1. До транспортування частинки вертикальним шнеком, що обертається із кутовою швидкістю ω : а) прикладені до частинки сили, яка взаємодіє із двома поверхнями: шнека і циліндричного кожуха; б) напрям швидкостей відносного V_r та переносного V_e рухів в дотичній до циліндра площині, проведений в точці А розташування частинки.

Fig. 1. To transport the particle with a vertical auger rotating at an angular velocity ω : а) a particle of force that interacts with two surfaces: auger and cylindrical casing; б) the direction of velocities of relative V_r and portable V_e motions in the plane tangent to the cylinder drawn at point A of the particle arrangement.

Через гвинтову лінію (1) проходить дві поверхні: гвинтовий коноїд (шнек) і циліндр. При контакті частинки із цими поверхнями виникають сили реакції шнека N_a і циліндра N_c (рис. 1,а), спрямовані по нормалі до них. Внаслідок ковзання частинки по обох поверхнях виникають сили тертя: $F_a = f_a \cdot N_a$ і $F_c = f_c \cdot N_c$, де f_a і f_c – коефіцієнти тертя частинки по поверхні шнека і циліндричного кожуха відповідно. Вони спрямовані по дотичних до траєкторій відносного і абсолютного руху в сторону, протилежну відповідним векторам швидкості. На рис. 1,а показані прикладені до частинки сили – реакції N_a і N_c , ваги mg (m – маса частинки, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння) і сила тертя F_a . Сила тертя F_c не показана, оскільки є невідомою траєкторія абсолютного руху.

Гвинтові лінії на розгортці циліндра перетворюються в прямі лінії, нахилені до основи під сталими кутами: β – кут підйому гвинтової лінії – крайки шнека і β_a – кут підйому гвинтової лінії – абсолютної траєкторії руху частинки. Для знаходження кута β_a скористаємося рухомою системою координат $O\tau z$ (рис. 1,б). Координатна площина $O\tau z$ цієї системи є дотичною до циліндричного кожуха і проходить через точку А розташування частинки. При русі частинки система $O\tau z$ обертається разом із нею і при цьому напрями швидкостей V_r та V_e , сил N_a , N_c , F_a , F_c та ваги mg залишаються в цій системі незмінними.

Вектор V_a абсолютної швидкості частинки є векторною сумою відносної швидкості V_r та переносної V_e . Остання є швидкістю колового руху точки периферії шнека при його обертанні із кутовою швидкістю ω і визначається із виразу: $V_e = R \cdot \omega$.

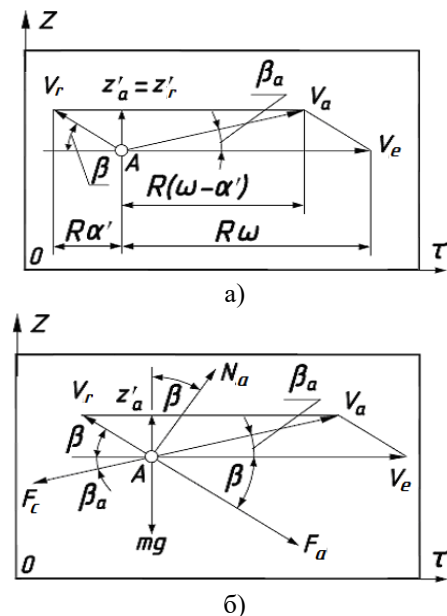


Рис. 2. Розташування векторів швидкостей та прикладених до частинки сил в координатній площині $O\tau z$: а) до визначення кута β_a підйому гвинтової лінії – абсолютної траєкторії руху частинки; б) напрям дії прикладених до частинки сил.

Fig. 2. Location of vectors of velocities and forces applied to the particle in the coordinate plane $O\tau z$: а) to determine the angle β_a of the rise of the helical line – the absolute trajectory of motion of the particle; б) the direction of action applied to the particle forces.

На рис. 2,а виконано векторне додавання відносної V_r і переносної V_e швидкостей і отримано вектор абсолютної V_a швидкості частинки. Звідси визначається кут підйому β_a абсолютної траєкторії. На рис. 2,б зображені прикладені до частинки сили, що розташовані у дотичній площині. При стаціонарному режимі суми проекцій цих сил на осі Ox і Oz мають бути рівними нулю. Виходячи із рис. 2,б, запишемо:

$$N_a \sin \beta - F_c \cos \beta_a + F_a \cos \beta = 0; \quad (2)$$

$$N_a \cos \beta - F_c \sin \beta_a - F_a \sin \beta - mg = 0. \quad (3)$$

В напрямку осі Or діють дві сили (рис. 1,б): реакція поверхні циліндра N_c і відцентрова сила F_ω . Зважаючи на те, що вони спрямовані в протилежні сторони, можна записати: $N_c = F_\omega$. Отже, $F_c = f_c \cdot N_c = f_c \cdot F_\omega$. Із врахуванням цього, а також виразу сили тертя $F_a = f_a \cdot N_a$, рівняння (2), (3) запишуться:

$$N_a \sin \beta - f_c F_\omega \cos \beta_a + f_a N_a \cos \beta = 0; \quad (4)$$

$$N_a \cos \beta - f_c F_\omega \sin \beta_a - f_a N_a \sin \beta - mg = 0. \quad (5)$$

Якщо ми у рівняннях (1) приймемо змінну α залежною від часу t , тобто $\alpha = \alpha(t)$, то ця внутрішня залежність задаватиме закон ковзання частинки по гвинтовій лінії, тобто закон відносного руху. Отже при цій умові рівняння (1) є рівняннями відносного руху. Їх диференціюванням знаходимо проекції відносної швидкості:

$$x'_a = -R\alpha' \sin \alpha; \quad y'_a = R\alpha' \cos \alpha; \quad z'_a = R\alpha' \tan \beta. \quad (6)$$

Знаходимо величину відносної швидкості руху частинки:

$$V_a = \sqrt{x'^2_a + y'^2_a + z'^2_a} = \frac{R\alpha'}{\cos \beta}. \quad (7)$$

Шнек обертається навколо своєї осі із кутовою швидкістю ω . За час t він повернеться на кут $\alpha_a = -\omega t$ і переміститься по гвинтовій лінії на певну відстань згідно рівнянь (1). Напрямок обертання шнека вибирається так, щоб частинка при ковзанні по гвинтовій лінії могла в абсолютному русі підніматися вгору. Повернемо гвинтову лінію (1) навколо осі OZ на кут $\alpha_a = -\omega t$ за відомими формулами повороту:

$$\begin{aligned} x_a &= R \cos \alpha \cos(-\omega t) - R \sin \alpha \sin(-\omega t) = R \cos(\omega t - \alpha); \\ y_a &= R \cos \alpha \sin(-\omega t) + R \sin \alpha \cos(-\omega t) = -R \sin(\omega t - \alpha); \\ z_a &= R \tan \beta. \end{aligned} \quad (8)$$

Параметричні рівняння (8) враховують два повороти: на кут $\alpha = \alpha(t)$ у відносному русі і на кут $\alpha_a = -\omega t$ в переносному русі, отже вони є рівняннями абсолютного руху частинки.

Диференціюємо рівняння (8) по часу t і отримаємо проекції вектора абсолютної швидкості:

$$\begin{aligned} x'_a &= -R(\omega - \alpha') \sin(\omega t - \alpha); \\ y'_a &= -R(\omega - \alpha') \cos(\omega t - \alpha); \\ z'_a &= R\alpha' \tan \beta. \end{aligned} \quad (9)$$

Її величину знаходимо як геометричну суму проекцій (9):

$$V_a = \sqrt{x'^2_a + y'^2_a + z'^2_a} = \frac{R}{\cos \beta} \sqrt{\omega(\omega - 2\alpha') \cos^2 \beta + \alpha'^2}. \quad (10)$$

Важливим параметром переміщення частинки є її швидкість руху z'_a у вертикальному напрямі. Згідно (6) і (9) $z'_a = z'_b = z'$, що також видно із проекцій відносної V_r і абсолютної V_a швидкостей на вісь Oz на рис. 2,а. Величину кута β_a можна знайти як із проекцій вектора абсолютної швидкості (9), так і з прямокутного трикутника на рис. 2,а:

Знайдемо вираз для визначення величини відцентрової сили F_ω . Вона залежить від кривини k траєкторії і швидкості руху частинки по ній: $F_\omega = mV^2 k$. Частинка в абсолютному русі описує гвинтову лінію (8) і рухається по ній із швидкістю (10). За відомими формулами знаходимо кривину гвинтової лінії (8), яка є сталою: $k = (\cos^2 \beta_a)/R$. З урахуванням цього знаходимо:

$$F_\omega = mR(\omega - \alpha')^2. \quad (12)$$

Підставимо вирази (12) і (11) у рівняння (4) і (5), позначивши для спрощення $\sqrt{\omega(\omega - 2\alpha') \cos^2 \beta + \alpha'^2} = A$. Отримаємо систему із двох рівнянь:

$$N_a(\sin \beta + f_a \cos \beta) - f_c m \frac{R}{A} (\omega - \alpha')^3 \cos \beta = 0; \quad (13)$$

$$N_a(\cos \beta - f_a \sin \beta) - f_c m \frac{R}{A} (\omega - \alpha')^2 \alpha' \sin \beta - mg = 0.$$

Розв'яжемо систему (13) відносно реакції N_a і кореня A :

$$N_a = \frac{mg(\omega - \alpha') \cos \beta}{\alpha' + \omega \cos \beta (f_a \sin \beta - \cos \beta)}; \quad (14)$$

$$A = -f_c R(\omega - \alpha')^2 \frac{\alpha' + \omega \cos \beta (f_a \sin \beta - \cos \beta)}{g(f_a \cos \beta + \sin \beta)}.$$

Реакція поверхні шнека N_a стане відомою, якщо буде відома кутова швидкість ковзання частинки $\omega_k = \alpha' - \text{const}$ по поверхні шнека. Щоб її знайти, у друге рівнянні (14) замість позначення A підставимо його вираз:

$$\sqrt{\omega(\omega - 2\alpha') \cos^2 \beta + \alpha'^2} = -f_c R(\omega - \alpha')^2 \frac{\alpha' + \omega \cos \beta (f_a \sin \beta - \cos \beta)}{g(f_a \cos \beta + \sin \beta)}. \quad (15)$$

Рівняння (15) неможливо розв'язати відносно α' . Воно потребує застосування чисельних методів. Наприклад, при $\beta = 25^\circ$, $R = 0,1$ м, $\omega = 25$ с⁻¹, $f_a = f_c = 0,3$ отримаємо $\alpha' = 6,4$ с⁻¹. Продуктивність транспортування залежить не від кутової швидкості ковзання частинки α' , а від швидкості z' її підйому. Згідно останнього виразу (6) або (9) $z' = R \cdot \alpha' \cdot \tan \beta$. Для нашого випадку $z' = 0,1 \cdot 6,4 \cdot \tan 25^\circ = 0,3$ м/с. Збільшення кутової швидкості ω обертання шнека веде до зростання кутової швидкості ковзання частинки по його поверхні і навпаки. Існує граничне значення ω_r , при якому підйом частинки неможливий. Щоб його знайти, прирівняємо в рівнянні (15) α' до нуля і отримаємо:

$$\frac{f_c R \omega^3 \cos \beta (\cos \beta - f_a \sin \beta)}{g(f_a \cos \beta + \sin \beta)} = \omega \cos \beta. \quad (16)$$

Розв'язавши (16) відносно ω , отримаємо:

$$\omega = \sqrt{\frac{g(f_a \cos \beta + \sin \beta)}{f_c R (\cos \beta - f_a \sin \beta)}}. \quad (17)$$

Для заданих конструктивних параметрів і коефіцієнтів тертя із (17) отримуємо: $\omega = 17,1$ с⁻¹. Отже, для того, щоб частинка піднімалася, повинна бути виконана умова: $\omega > 17,1$ с⁻¹. На рис. 3,а за допомогою чисельних методів побудовано графіки залежності $z' = z'(\omega)$ для двох значень кутів підйому гвинтової лінії: $\beta = 20^\circ$ і

$\beta=25^\circ$. Із них видно, що залежності практично є лінійними. Крім того, графіки мають спільну точку. Це означає, що при $\omega=25 \text{ c}^{-1}$ швидкість підйому частинки однакова для шнеків із кутом підйому $\beta=20^\circ$ і $\beta=25^\circ$. Щоб з'ясувати причину цього, на рис. 3,б було побудовано графік залежності $z'=z'(\beta)$ для кутової швидкості $\omega=25 \text{ c}^{-1}$ обертання шнека. Із нього видно, що швидкість підйому частинки спочатку зростає, а потім зменшується, наближаючись до нуля. При $\beta=0^\circ$ підйом частинки неможливий. При збільшенні кута β зростає швидкість підйому до максимального значення, а потім починає зменшуватися, оскільки зменшується кутова швидкість ковзання частинки. При $\beta>45^\circ$ настає момент, коли $\alpha'=0$, тобто частинка «запирає», перебуває тільки в обертальному русі і вгору не піднімається.

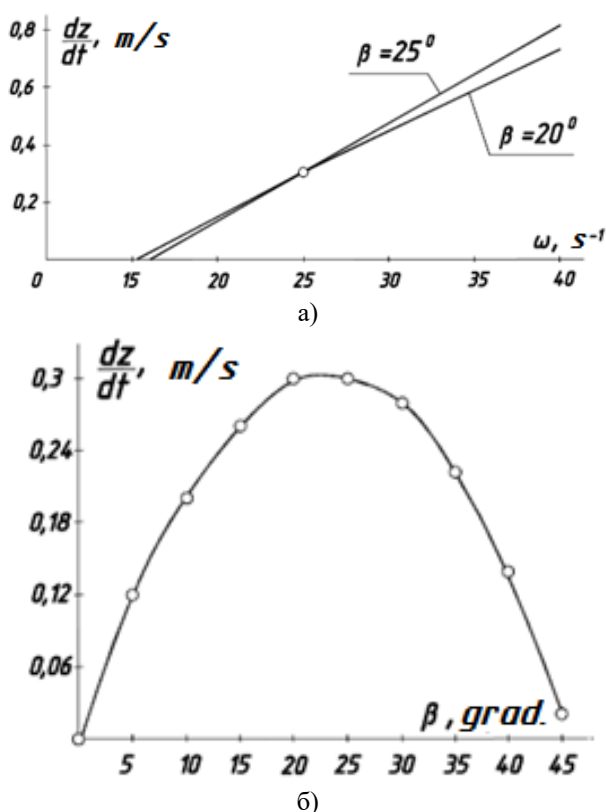


Рис. 3. Графіки зміни швидкості підйому частинки при $R=0,1 \text{ м}$, $f_a=f_c=0,3$: а) графіки залежності $z'=z'(\omega)$ для різних кутів β підйому гвинтової лінії; б) графік залежності $z'=z'(\beta)$ для кутової швидкості $\omega=25 \text{ c}^{-1}$ обертання шнека.

Fig. 3. Graphs of change in the rate of rise of the particle at $R=0,1 \text{ m}$, $f_a=f_c=0,3$: а) graphs of the dependence $z'=z'(\omega)$ for different angles β of the rise of the helical line; б) graph of dependence $z'=z'(\beta)$ for angular velocity $\omega=25 \text{ s}^{-1}$ of screw rotation.

Щоб знайти граничне значення кута β , при якому підйом частинки стає неможливим, розв'яжемо рівняння (16) відносно β :

$$\beta = \text{Arc cos} \frac{g + f_a f_c R \omega^2}{(1 + f_a^2)(g^2 + f_c^2 R^2 \omega^4)}. \quad (18)$$

Підставивши у (18) $R=0,1 \text{ м}$, $\omega=25 \text{ c}^{-1}$, $f_a=f_c=0,3$, отримаємо граничне значення кута β : $\beta=45,7^\circ$. Найбі-

льша швидкість підйому буде приблизно при середньому значенні кута β із проміжку допустимих значень $0 \dots 45,7^\circ$. При інших значеннях кута β швидкість підйому частинки буде меншою, при цьому однакову швидкість можна досягнути для двох різних значень кута β . При збільшенні кутової швидкості ω обертання шнека зростає граничне значення кута β . Однак воно має межу, за якою підйом частинки неможливий ні при яких кутових швидкостях ω . Його можна знайти, якщо перейти до границі у виразі (18), спрямувавши кутову швидкість ω у нескінченність:

$$\lim_{\omega \rightarrow \infty} \text{Arc cos} \frac{g + f_a f_c R \omega^2}{(1 + f_a^2)(g^2 + f_c^2 R^2 \omega^4)} = \text{Arcctg } f_a. \quad (19)$$

Таким чином, граничне значення кута β залежить тільки від коефіцієнта тертя f_a . Якщо взяти до уваги, що $\text{Arcctg } f_a$ є кутом тертя частинки по поверхні шнека, то виходить, що ці два кути (кут тертя і граничний кут β) в сумі складають 90° . Звідси дуже просто знайти граничне значення кута β . Наприклад, для нашого випадку $f_a=0,3$, що відповідає кутові тертя із значенням $16,7^\circ$. Отже, граничне значення кута підйому становить $73,3^\circ$.

Розглянемо випадок, коли кут β буде від'ємним. Це означає, що частинка при ковзанні по шнеку буде опускатися вниз. Перепишемо рівняння (15), взявши β з протилежним знаком:

$$g(f_a \cos \beta - \sin \beta) \sqrt{\omega(\omega - 2\alpha') \cos^2 \beta + \alpha'^2} = -f_c R(\omega - \alpha')^2 [\alpha' - \omega \cos \beta (f_a \sin \beta + \cos \beta)]. \quad (20)$$

Розв'язок рівняння (20) чисельними методами з наступним знаходженням швидкості опускання показує, що транспортування частинки вниз відбувається значно швидше, ніж вгору. Цікавий, зокрема, випадок, коли кут β буде рівний кутові тертя f_a . Після підстановки в (20) $f_a=\text{tg } \beta$ ліва частина рівняння перетворюється в нуль. Щоб рівнялась нулю і права частина, необхідно виконання умови $\omega - \alpha' = 0$. Це означає, що кутова швидкість ковзання частинки по поверхні шнека дорівнює кутовій швидкості обертання шнека. Абсолютна кутова швидкість обертання частинки дорівнює нулю, тобто вона опускається вниз по прямолінійній твірній циліндра із швидкістю $z'=R \cdot \omega \cdot \text{tg } \beta$.

Очевидно, що частинка може опускатися вниз по поверхні шнека, коли він не обертається. При цьому кут підйому його крайки має бути більшим кута тертя. Підставимо в (20) $\omega=0$ і після спрощень одержимо:

$$g(\sin \beta - f_a \cos \beta) = R f_c \alpha'^2. \quad (21)$$

Розв'язавши (21) відносно α' , отримаємо:

$$\alpha' = \sqrt{\frac{g(\sin \beta - f_a \cos \beta)}{R f_c}}. \quad (22)$$

Якщо кут β буде менший кута тертя, підкореневий вираз в (22) буде від'ємним, тобто в цьому випадку відсутній розв'язок. Якщо ж він більший кута тертя, то частинка буде рухатися вниз із сталою кутовою швидкістю ковзання навколо осі шнека, величина якої залежить від R , β , f_a і f_c .

Висновки

1. При русі частинки по поверхні шнека, який обертається навколо своєї вертикальної осі і обмеженого

співвісним циліндром, абсолютною її траєкторією є гвинтова лінія – слід ковзання частинки по нерухомому циліндру. Абсолютний рух частинки у вертикальному напрямі може відбуватися як вгору, так і вниз в залежності від значення знака (плюс або мінус) кута β підйому гвинтової лінії. В одному випадку частинка змушена ковзати по поверхні шнека і підніматися вгору, в іншому – опускатися вниз.

2. При підйомі вгору на швидкість транспортування впливає кут β підйому гвинтової лінії – крайки шнека. При заданій кутовій швидкості обертання шнека існує граничне значення кута β , при якому підйом стає неможливим. При збільшенні кутової швидкості ω обертання шнека зростає граничне значення кута β . Однак воно має межу, за якою підйом частинки неможливий ні при яких кутових швидкостях ω . Для конкретного матеріалу цю межу дуже просто знайти: потрібно від 90° відняти кут тертя частинки по поверхні шнека. Найбільша швидкість транспортування матеріалу припадає на кут β , який знаходиться посередині його допустимих значень.

Список літератури

1. Василенко П. М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. Киев. 1960. 283 с.
2. Заика П. М. Избранные задачи земледельческой механики. Киев. 1992. 507 с.
3. Сысоев Н. И. Теоретические основы и расчет сортировки “Змейка”. Сельхозмашина. 1949. № 8. С. 5–8.
4. Войтюк Д. Г., Пилипака С. Ф. Знаходження траєкторії руху матеріальної частинки по гравітаційних лінійчатих поверхнях із горизонтальними твірними. Механізація сільськогосподарського виробництва. Київ. 2002. Том 12. С. 58–69.
5. Несвідомін А. В., Пилипака С. Ф. Дослідження руху матеріальної частинки по шорсткій нерухомій поверхні гвинтового конода з вертикальною віссю. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь. ТДАТУ. 2012. Вип. 4. Том 53. С. 123–129.
6. Лінник М. К., Войтюк Д. Г., Пилипака С. Ф. Дослідження руху матеріальної частинки по поверхні косоного гелікода під дією сили власної ваги. Техніка АПК. 2006. № 12. С. 17–22.
7. Пилипака С. Ф., Клендий Н. Б. Движение частицы по внутренней шероховатой поверхности ротационного конуса с вертикальной осью. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. 2015. Lublin-Preszow. Vol 17. № 3. С. 73–83.
8. Лінник М. К., Войтюк Д. Г., Пилипака С. Ф. Дослідження руху матеріальної частинки по внутрішній поверхні вертикального циліндра, який здійснює планетарний рух. Механізація та електрифікація сільського господарства. Глеваха. 2008. Вип. 92. С. 49–62.
9. Аникин М. Ф., Иванов В. Д., Певзнер Л. М. Винтовые сепараторы для обогащения руд. Москва. Недра, 1970. 184 с.

References

1. Vasilenko, P. M. (1960). Theory of the motion of particles on rough surfaces agricultural machines. Kiev. 283 p.
2. Zaika, P. M. (1992). Special problems in agricultural mechanics. Kiev. 507 p.
3. Sysoev, N. S. (1949). Theoretical basis and calculation sorting “Snake”. A farm machine. No 8. P. 5–8.
4. Voytyuk, D. G., Pilipaka, S. F. (2002). Finding the trajectory of motion of material particle in gravitational ruled surfaces with horizontal creative. Mechanization of agricultural production. Kiev. Volume 12. P. 58–69.
5. Nevidomy, A. V., Pylypaka, S. F. (2012). Research of movement of a material particle on a rough fixed surface coned screw with a vertical axis. Labor Taurian State Agrotechnological University. Melitopol. THATO. Vol. 4. Volume 53. P. 123–129.
6. Linnik, M. K., Voytyuk, D. G., Pylypaka, S. F. (2006). Research of movement of the material particles on the surface of the oblique helicoid under the force of its own weight. Technique APK. No 12. P. 17–22.
7. Pylypaka, S. F., Clendy, N. B. (2015). The particle motion on the internal rough surface of a rotating cone with vertical axis. MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. Lublin-Preszow. Vol. 17. No 3. P. 73–83.
8. Linnik, M. K., Voytyuk, D. G., Pylypaka, S. F. (2008). Research of movement of the material particles on the inner surface of a vertical cylinder, which performs a planetary motion. Mechanization and electrification of agriculture. Glevaha. Vol. 92. P. 49–62.
9. Anikin, N. F., Ivanov, V. D., Pevzner, L. M. (1970). Screw separator for ore concentration. Moscow. Nedra, 184.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ЧАСТИЦЫ ВЕРТИКАЛЬНЫМ ШНЕКОМ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

С. Ф. Пилипака, В. Н. Бабка, И. Ю. Грищенко,
Т. А. Кресан

Аннотация. Составлены уравнения относительного перемещения частицы по периферии вертикального шнека, который вращается вокруг своей оси и ограничен соосным неподвижным цилиндром. Уравнения решены численными методами. Отдельно учтено силу трения частицы по поверхности шнека и поверхности цилиндрического кожуха. Найдена угловая скорость скольжения частицы по поверхности шнека. Построен график для нахождения эффективного режима транспортирования частицы. Рассмотрен также отдельный случай, когда шнек неподвижный и частица спускается по нему под действием силы собственного веса, что имеет место у винтовых спусках. Приведены графики кинематических характеристик у функции времени.

Ключевые слова: относительное движение, вертикальный шнек, частица, угловая скорость вращения, цилиндрический кожух, дифференциальные уравнения, кинематические параметры.

MATHEMATICAL MODEL OF MOVING PARTICLE
BY VERTICAL SCREW IN STATIONARY MODE

*S. F. Pylypaka, V. M. Babka, I. Yu. Grischenko,
T. A. Kresan*

Annotation. Equations for the relative motion of a particle along the periphery of a vertical screw are constructed, which rotates about its axis and is limited by a coaxial fixed cylinder. The equations are solved by numerical methods. Separately, the force of friction of the particle on the surface of the screw and the surface of the cylindrical housing is taken into account. The angular velocity of sliding of a particle along the surface of the screw is found. A graph was constructed to find the effective mode of particle transportation. A separate case is also considered when the screw is stationary and the particle descends on it under the action of the force of its own weight, as is the case with screw descents. The graphs of the kinematic characteristics of the functions of time are given.

Key words: relative motion, vertical auger, particle, angular velocity of rotation, cylindrical shell, differential equations, kinematic parameters.

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

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

І. Ю. Грищенко ORCID 0000-0003-0675-5757.

Т. А. Кресан ORCID 0000-0002-8280-9502.

УДК 631.3.004

ІНДИВІДУАЛЬНЕ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МАШИН ТА РОЗРОБКА МЕТОДУ ВИЗНАЧЕННЯ УМОВНОЇ ФУНКЦІЇ РОЗПОДІЛУ ЇХ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ

О. В. Сушко, О. С. Колодій, О. В. Пенъов

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, Україна

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: Olgasova1960@gmail.com

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 19, рис. 0, табл. 0.

Анотація. Зроблений огляд методів індивідуального прогнозування технічного стану машин та їх складових частин при описанні процесів зміни діагностичних параметрів у залежності від напруження. Доведено, що більшість існуючих методів прогнозування оптимального залишкового ресурсу обумовлюють середню квадратичну погрішність не менше ніж 350 – 430 мотогодин. Це стало підставою для побудови більш адекватного дійсності описання реального процесу зміни діагностичних параметрів та розробки на цій основі точнішого і достовірнішого методу визначення залишкового ресурсу складової частини. Наведені основні положення розробки нового методу визначення умовної функції розподілу залишкового ресурсу складових частин машини. Отримані рівняння визначення математичного очікування процесу зміни параметрів, величини залишкового та середнього остаточного ресурсів, запропоновано спосіб, який дозволяє оцінити мінімальне можливе значення часу кореляції. Отримана умовна функція розподілу залишкового ресурсу, яка добре узгоджується з трьохпараметричним розподілом Вейбулла та дозволяє спрогнозувати вірогідність відмови. Порівняння середнього залишкового ресурсу, визначеного за розробленим методом, з відповідними фактичними значеннями діагностичних параметрів, показало їх близьку відповідність: практично всі значення середніх залишкових ресурсів знаходяться в межах встановленого за експериментальними даними довірчого інтервалу.

Ключові слова: прогнозування, ресурсні параметри, технічний стан, імітаційні моделі, методи побудови моделей прогнозування, залишковий ресурс.

Постановка проблеми

Визначення техніко-економічних характеристик практичного застосування будь-якої стратегії постановки машин в ремонт може бути здійснено декількома шляхами. Найбільш достовірним, вочевидь, є прямий натурний експеримент. Однак, в

реальних умовах експлуатації сільськогосподарської техніки такий експеримент у повному обсязі провести дуже складно, так як для цього знадобиться час, порівняний зі строком служби тракторів, та значні витрати на збирання усієї необхідної первинної інформації по відмовам та витратам на ремонт. Є й принципове обмеження: в умовах реального сільськогосподарського виробництва неможливо отримати «чисту» стратегію призначення ремонту, тому що внаслідок впливу багатьох різноманітних факторів завжди фактично має місце змішана дисципліна обслуговування ремонтними роботами.

Можливий інший шлях вирішення вказаної задачі – аналітичний. Для визначення техніко-економічних характеристик стратегії ремонту за фактичним станом необхідно здійснити усереднення як за множиною різних технічних станів кожного агрегату, так і за множиною машин та їх складових частин, що вимагає використовувати апарат багатократних інтегралів. Записати їх у вигляді елементарних функцій не завжди вдається, тому доводиться вести розрахунки численними методами, серед яких найбільш доступним і зручним є метод статистичних випробувань (метод Монте-Карло) [1, 2]. У такому разі доцільніше використовувати цей метод для побудови імітаційної моделі, в якій наводяться як процеси зміни технічного стану агрегатів та вузлів машини за весь строк служби, так і процес обслуговування її ремонтними роботами згідно зі стратегією, яку необхідно перевірити.

Для встановлення точності існуючих методів індивідуального прогнозування технічного стану агрегатів машин треба мати потужний статистичний матеріал у вигляді ансамблів реалізацій діагностичних параметрів. В результаті обробки такого матеріалу виявилось, що цілий ряд припущень, на яких заснований існуючий метод прогнозування, у багатьох випадках виконується лише частково, а іноді не виконується зовсім [3, 4]. Похибка прогнозування суттєво залежить від ступеня адекватності такого описання відповідному реальному процесу. У свою чергу, точність моделі можна виявити шляхом експериментальної перевірки правомірності

допущень та припущень, зроблених при будівництві цієї моделі [5].

У зв'язку з цим виникла потреба в розробці більш загальної моделі зміни ресурсного параметра в залежності від напрацювання та на її основі отримання функції умовного розподілу залишкового ресурсу.

Аналіз останніх досліджень

Прогнозуванню ресурсу та міжремонтного напрацювання присвячено багато досліджень, у яких отримані дуже змістовні результати. Розроблено чимало методів прогнозування стану технічних пристроїв, під яким розуміють «науково обґрунтоване судження про можливі стани об'єкту у наступному та (чи) про альтернативні шляхи та терміни їх існування» [6, 7, 8]. Однак, великий досвід використання на практиці в різних областях виробництва оптимальних правил та нормативів регламентованої стратегії ремонту показав, що в багатьох випадках її ефективність є низькою [9]. Це зумовлено тим, що напрацювання або календарний час роботи складної машини далеко не завжди тісно пов'язано з її реальним технічним станом, оскільки коефіцієнти варіації доремонтних та міжремонтних ресурсів складових частин сучасних тракторів досить великі ($V = 0,3 - 0,5$), причому при зростанні середнього ресурсу величина V також збільшується [10]. Найбільш задовольняючим цілі даної роботи представляється класифікація стратегій ремонту, яка передбачає такі стратегії відновлення ресурсу: за потребою після відмови; регламентована за напрацюванням; за фактичним станом [9].

Попередніми дослідженнями [11, 12] встановлено, що існуючий метод прогнозування оптимального залишкового ресурсу обумовлює середню квадратичну погрішність не менше 350–430 мотогод., що призводить до підвищення середніх питомих витрат на ремонт. Це довело необхідність побудови більш адекватного дійсності описання реального процесу зміни діагностичного параметра та розробки на цій основі точнішого і достовірнішого методу визначення залишкового ресурсу складової частини.

Зроблено висновок, що описання випадкового процесу зміни ресурсних параметрів $u(t)$, де $z(t)$ є стаціонарний нормальний випадковий процес, з достатньою точністю та достовірністю відображає реальний процес зміни ресурсного параметру і може бути взято за основу для прогнозування остаточного ресурсу складових частин машин за результатами їх діагностування [12, 13].

Мета досліджень

Метою роботи є вибір та обґрунтування оптимального методу прогнозування технічного стану машин та їх складових частин на основі динаміки зміни ресурсних параметрів та розробка нового методу визначення умовної функції розподілу

залишкового ресурсу складової частини машини для визначення загальної моделі процесу технічної експлуатації мобільної техніки.

Результати досліджень

Розуміючи умовний характер будь-якої класифікації, розглянемо такі ознаки, які допоможуть у рішенні наших задач прогнозування ресурсу, сформулювавши основні вимоги до «ідеального» методу прогнозування.

1. Адекватність прийнятої математичної моделі процесу його фактичним характеристикам.
2. Мінімальна погрішність визначення ресурсу.
3. Можливість врахування економічних характеристик відновлення працездатного стану (ремонт), у тому числі простоїв.
4. Простота використання в умовах рядової експлуатації.

Всі способи індивідуального прогнозування звичайно поділяють на детерміновані та імовірнісні.

Для описання процесу зміни діагностичних параметрів у залежності від напрацювання застосовуються різні типи функцій: лінійна, ступенева, експоненціальна, логарифмічна, дробоволінійна та ін. Порівняння їх природності для цілей прогнозування показало, що за критерієм середньої квадратичної погрішності вони приблизно рівноцінні, але ступенева функція обумовлює мінімальне значення коефіцієнту варіації ресурсу [9]. Таким чином, для апроксимації математичного очікування процесу зміни параметра найбільш прийнятною є функція виду:

$$U(t) = Vt^{\alpha}, \quad (1)$$

де $U(t)$ – зміна параметра за час t :

$$U(t) = \Pi(t) - \Pi_n - \Delta\Pi;$$

V – показник швидкості зміни параметра;

α – показник ступеня, який характеризує процес накопичування зносу;

Π_n – номінальне значення діагностичного параметра;

$\Delta\Pi$ – показник, який відображає зміну параметра в період припрацювання.

Розглянемо дослідження, які спираються на стохастичний характер процесу зміни технічного стану агрегатів машин, тобто імовірнісні методи побудови моделей прогнозування. В найбільш загальному вигляді цей процес можливо представити у вигляді суми трьох складових [6, 7, 8]:

$$U(t) = A(t) + B(t) + C(t), \quad (2)$$

Тут $A(t)$ – випадкова функція, яка описує монотонний процес накопичування з наростанням напрацювання незворотних змін у об'єкті (так називаний тренд процесу); $B(t)$ – випадкова функція, яка описує зміну параметра під впливом великого числа стохастичних зовнішніх факторів; $C(t)$ – випадковий процес, який обумовлюється наявністю погрішності діагностичних засобів та методів (майже завжди його можна рахувати випадковою величиною).

Другу та третю складові важко розділити, тому їх часто об'єднують. Загальний вигляд процесу $U(t)$ та методи його прогнозування залежать від того, яка

складова домінує та які її статистичні характеристики. Не претендуючи на загальність міркування можна представити три можливих типу процесів:

1. Переважання тільки монотонної складової $A(t)$ або її повне домінування – ансамбль плавних гладких кривих, які отримують в лабораторних випробуваннях або ж при нагляді за працюючими в постійних умовах і в одному з тому ж режимі машинами (практично не зустрічається на практиці) [7]. Відмінність між об'єктами в цієї ситуації пояснюється тільки розсіюванням їх внутрішніх конструктивних характеристик.

2. Наявність усіх трьох складових у відносно рівному ступені, причому автокореляційна функція процесу $B(t)$ спадає досить повільно – набір ламаних переплетених кривих [7]. Така «поведінка» характерна для процесів зношування та зміни ресурсних параметрів технічного стану агрегатів і вузлів механічних систем.

3. Переважання випадкової функції $B(t)$, слабка кореляція між прирощеннями процесу навіть на сусідніх інтервалах напрацювання – що багаторазово перетинаються, дуже переплетені криві [8]. Процеси цього типу характерні для регульованих і діагностичних параметрів у тих випадках, коли вплив зовнішніх факторів є визначальним.

У роботах [8, 9, 10] вказується, що вони використовують ідею методу канонічних розкладень для представлення випадкового процесу зміни параметра у вигляді суми:

$$U(t) = V \cdot t^\alpha + Z(t), \quad (3)$$

де $Z(t)$ – випадковий процес відхилення фактичних значень параметра від гладкої апроксимуючої кривої.

Насправді це описання еквівалентно виразу (2) та реалізує спосіб прогнозування, який називається екстраполяцією часових рядів [10]. Спадковий процес задається формулою:

$$Z(t_k + t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}}) = V \cdot [V(t_k + t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}})^\alpha - vt_k^\alpha] \quad (4)$$

Рахуючи, що випадкова величина відносно швидкості зміни похибки прогнозування V має нормальний розподіл, нульове математичне очікування та постійну дисперсію, отримано розподілення залишкового ресурсу σ_n^2 :

$$Q(t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}}) = 1 \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{x^2}{2}\right) dx; \quad (5)$$

$$A = \frac{U_n / u_k - (1 - t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}} / t_k)^\alpha}{[(1 + t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}} / t_k)^\alpha - 1] \sigma_n} \quad (5)$$

Для індивідуального прогнозування найбільш «зручні» процеси 1-го типу. Ансамбль його реалізацій може бути заданий формулою 1, де випадковою величиною є показник швидкості V . Якщо в результаті діагностування отримана точка з координатами (t_k, u_k) , то залишковий ресурс складальної його частини легко визначити з системи двох рівнянь [11]:

$$U_k = V t_k^\alpha, U_n = V (t_k + t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}})^\alpha \quad (6)$$

де U_n – гранична зміна параметру, $U_n = P_n - P - \Delta P$.

Вирішивши її, знайдемо величину залишкового ресурсу:

$$t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}} = \left[\left(\frac{U_n}{U_k} \right)^{1/\alpha} - 1 \right] t_k \quad (7)$$

Якщо величина показника швидкості зміни параметра V конкретної складової частини відома (так можна вважати за наявності не менше трьох результатів її діагностування), то її середній остаточний залишковий ресурс знайти вельми просто:

$$t_{\text{зал}}^{\text{cp}} = \left(\frac{U_n}{V} \right)^{1/\alpha} - t_k. \quad (8)$$

Для визначення умовної вірогідності відмови врахуємо монотонний характер процесу зміни ресурсного параметра, оскільки в цьому випадку умовні функції розподілу ресурсу $F(t_{\text{зал}}/u)$ та параметра $F(u/t_{\text{зал}})$ пов'язані співвідношенням [12]:

$$F(t_{\text{зал}}/u) = 1 - F(u/t_{\text{зал}}). \quad (9)$$

Враховуючи це, можна записати для випадкової величини залишкового ресурсу θ і випадкової величини зміни параметра ψ такий вираз:

$$P\{\theta \leq t_{\text{зал}} / u(t_k) = u_k\} = 1 - P\{\psi \leq u_n / \theta(u_k) = t_{\text{зал}}\} \quad (10)$$

Звідси за формулами теорії з урахуванням математичної моделі [9] процесу $u(t)$ отримаємо:

$$P\{\theta \leq t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}} / u(t_k) = u_k\} = P\{Z_{t_k} + t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}} \geq u_n - V(t_k + t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}})^\alpha / Z_{t_k} = u_k - V t_k^\alpha\} \quad (11)$$

У правій частині останнього рівняння стоїть вираз умовної вірогідності, яку можна визначити за допомогою формули умовного нормального розподілу [6], оскільки випадкові величини $Z(t_k)$ і $Z(t_k + t_{\text{зал}})$ розподілені нормально. Остаточно матимемо:

$$Q(t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}}/u_k) = P\{Z(t_k + t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}}) \geq u_n - V \cdot (t_k + t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}})^\alpha / u_k\} = \Phi\left[\frac{V \cdot (t_k + t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}})^\alpha + \rho_z \cdot (u_k - V t_k^\alpha) - u_n}{\sigma_z \sqrt{1 - \rho_z^2(t_{\zeta\ddot{a}\ddot{e}})}}\right], \quad (12)$$

де $\Phi(x)$ – табульований інтеграл вірогідності, тобто:

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^x e^{-y^2/2} dy.$$

Аналіз виду автокореляційної функції $\rho_z(\tau)$ випадкового процесу $z(t)$ різних діагностичних параметрів, яка входить в цю формулу, свідчить про те, що в першому наближенні її можна апроксимувати кусково-лінійною залежністю:

$$\rho_z(\tau) = 1 - \tau/\tau_{\text{кор}} \quad \text{при } \tau \leq \tau_{\text{кор}};$$

$$\rho_z(\tau) = 0 \quad \text{при } \tau > \tau_{\text{кор}}, \quad (13)$$

Тут $\tau_{\text{кор}}$ – час кореляції, тобто напрацювання, після закінчення якого стохастичним зв'язком між значеннями процесу $z(t)$ можна знехтувати.

Дослідження показали, що форма функції $\rho_z(\tau)$ практично не впливає суттєво на величину залишкового ресурсу. Тому автокореляційну функцію процесу $z(t)$ будемо записувати у вигляді (13).

Для визначення часу кореляції $\tau_{\text{кор}}$ слід обчислити середнє арифметичне визначених за

формулою (10) коефіцієнтів кореляції, що стоять на діагоналі, паралельній головній діагоналі кореляційної матриці r_{cp} [14] і потім здійснити зворотне перетворення Фішера:

$$\rho_Z(t_M) = thr_{cp} = \frac{\exp(-r_{cp}) + \exp(r_{cp})}{\exp(-r_{cp}) - \exp(r_{cp})}. \quad (14)$$

Повторивши аналогічні дії для інших діагоналей матриці кореляцій, можна розрахувати значення автокореляційної функції при $\tau = 2t_M, 3t_M, \dots, mt_M$. Після треба побудувати графік функції $\rho_Z(\tau)$ і визначити абсцису його перетину з віссю $Q\tau$. Це і буде час кореляції $\tau_{кор}$.

Зрозуміло, що такий шлях обчислення показника $\tau_{кор}$ вельми складний, а при обмеженому обсязі вихідних даних може дати велику похибку. Пропонуємо інший спосіб, який дозволяє оцінити мінімальне можливе значення $\tau_{кор}$. Як вже відмічалось, процес зміни ресурсного параметра є монотонним. Для визначеності розглянемо монотонно не збутий процес $u(t)$. Якщо при t_k процес мав значення u_k , то через деякий інтервал часу τ значення процесу $u(t_k + \tau)$ повинно бути не менше u_k , тобто $u(t_k + \tau) \geq u_k$. Згідно моделі [11] кореляція між $Z(t_k)$ і $Z(t_k + \tau)$ повинна бути такою, щоб забезпечити виконання нерівності:

$$V(t_k + \tau)^\alpha + Z(t_k + \tau) \geq Vt_k^\alpha + Z(t_k) \quad (15)$$

Використавши наближені формули розкладання в ряди [15] і ряд допущень, а також врахувавши відомі діапазони можливої зміни параметрів V , t_k , α , τ , отримаємо у результаті наближену оцінку часу кореляції:

$$\tau_{кор} = \frac{2,3T_{cp}(I+V)\sigma_Z}{\alpha u_n}, \quad (16)$$

де T_{cp} і V – середній ресурс елемента та його коефіцієнт варіації.

Однак на практиці типовою є ситуація, коли відоме тільки одне значення діагностичного параметра вузла або агрегату. В цьому випадку скористаємося функцією щільності розподілу $f_V(V)$ випадкової для множини елементів величини V , яку

можна визначити, наприклад, виходячи з функції розподілу ресурсу елемента по параметру. Вважаючи, що ресурс має трипараметричний розподіл Вейбулла з параметрами форми b , масштабу a та зсуву c отримаємо:

$$f_V(V) = \frac{b}{\alpha a^b} V^{-\frac{1+\alpha}{\alpha}} (V^{1/\alpha} - c)^{b-1} \exp\left[-\frac{(V^{1/\alpha} - c)^b}{a^b}\right]. \quad (17)$$

Враховуючи, що у момент контролю $Z(t_k) = U_k - Vt_k^\alpha$ ми могли б визначити умовну вірогідність відмови при напрацюванні $t = t_k + t_{зал}$ за формулою (11), але тепер величина V нам не відома. Тому застосуємо відому формулу повної вірогідності безперервних випадкових величин [15] для визначення безумовної двовірної щільності розподілу випадкового процесу $Z(t)$:

$$f(Z_1, Z_2) = \int_0^\infty f_V(V) f(Z_1, Z_2/V) dV. \quad (18)$$

Тут $f(Z_1, Z_2/V)$ – умовний двовірний нормальний розподіл у якому $Z_1 = u_1 - Vt_1^\alpha$, $Z_2 = u_2 - Vt_2^\alpha$, тобто:

$$f(Z_1, Z_2/V) = \frac{1}{2\pi\sigma_z^2 \sqrt{1-\rho_z^2(\tau)}} \exp\left\{-\frac{Z_1^2 + Z_2^2 - 2\rho_z(\tau)Z_1 \cdot Z_2}{2\sigma_z^2 [1-\rho_z^2(\tau)]}\right\} \quad (19)$$

За формулою умовної ймовірності аналогічно попередньому отримаємо:

$$f(Z_2/Z_1) = \frac{f(Z_1, Z_2)}{f(Z_1)} = \frac{\int_0^\infty f_V(V) \cdot f(Z_1, Z_2/V) dV}{\int_0^\infty f(Z_1/V) f_V(V) dV}, \quad (20)$$

де $f(Z_1/V) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma_z^2}} \cdot \exp\left\{-\frac{(u_1 - Vt_1)^\alpha}{2\sigma_z^2}\right\}$ – нормальний

розподіл випадкового процесу $Z(t)$ в перерізі $t = t_1$ за умови, що показник швидкості дорівнює V .

Поклавши

$$Z_1 = Z_k = U_k - Vt_k^\alpha, Z_2 = U_n - V(t_k + t_{зал})^\alpha,$$

запишемо шукану умовну вірогідність відмови $Q(t_{зал}/u_k)$, яка задана виразом (11) з використанням отриманої залежності (20):

$$Q(t_{зал}/u_k) = \int_{U_n - V(t_k + t_{зал})^\alpha}^\infty f(Z_2/Z_1) dZ_2 = \int_{U_n - V(t_k + t_{зал})^\alpha}^\infty \frac{\int_0^\infty f(Z_1, Z_2/V) f_V(V) dV}{\int_0^\infty f(Z_1/V) f_V(V) dV} dZ_2 \quad (21)$$

Враховуючи, що інтеграл в знаменнику (20) не залежить від Z_2 і, помінявши порядок інтегрування в чисельнику, отримаємо:

$$Q(t_{зал}/u_k) = \frac{\int_0^\infty f_V(V) \left\{ \int_{-\infty}^{V(t_k + t_{зал})^\alpha - U_n} \frac{1}{\sigma_z \sqrt{2\pi(1-\rho_z^2)}} \exp\left[-\frac{(u_k - Vt_k)^\alpha + Z_2^2 - 2\rho_z(u_k - Vt_k)^\alpha \cdot Z_2}{2\sigma_z^2(1-\rho_z^2)}\right] dZ_2 \right\} dV}{\int_0^\infty \exp\left[-\frac{(u_k - Vt_k)^\alpha}{2\sigma_z^2}\right] f_V(V) dV} \quad (22)$$

Виконавши інтегрування, остаточно маємо формулу:

$$Q(t_{зал}/u_n) = \frac{\int_0^\infty \exp\left[-\frac{(u_k - Vt_k^\alpha)^2}{2\sigma_Z^2}\right] \Phi\left[\frac{V(t_k + t_{зал})^\alpha + \rho_Z(u_k - Vt_k^\alpha) - u_n}{\sigma_Z \sqrt{1 - \rho_Z^2}}\right] f_V dV}{\int_0^\infty \exp\left[-\frac{(u_k - Vt_k^\alpha)^2}{2\sigma_Z^2}\right] f_V(V) dV} \quad (23)$$

Отриманий вираз для $Q(t_{зал}/u_k)$ по суті є умовною функцією розподілу залишкового ресурсу, яка, як показали багаточислені розрахунки, дуже добре узгоджується з трипараметричним розподілом Вейбулла. Це побічно підтверджує правильність виконаних перетворень, оскільки відомо, що розподіл ресурсу складових частин найточніше описується саме цим законом. Сенс отриманої залежності полягає в тому, що вона дозволяє спочатку вибрати для кожної конкретної точки найбільш вірогідні значення V і Z_k у відповідності до закону розподілу випадкових величин V і $Z_k(t_k)$, а потім знайти вірогідність відмови з урахуванням кореляційного зв'язку між перетинами процесу $Z(t)$ при $t_1 = t_k$ і $t_2 = t_k + t_{зал}$.

Умовне математичне очікування і середнє квадратичне відхилення залишкового ресурсу можуть бути знайдені за стандартними формулами, наприклад:

$$t_{зал}^{cp} = \int_0^\infty Q[t_{зал}/u(t_k) = u_k] dt_{зал} \quad (24)$$

Так, порівняння середнього залишкового ресурсу, визначеного за останньою формулою, з відповідними фактичними значеннями по трактору ДТ-75М за такими діагностичними параметрами як опорні катки (за товщиною обода), гусениці (за довжиною ланки) та висоти ґрунтозачепів протектору шин [16, 17], показує їх достатньо близьку відповідність. Практично всі значення $t_{зал}^{cp}$ знаходяться в межах встановленого за експериментальними даними довірчого інтервалу. Такі ж результати ми очікуємо отримати й для наших параметрів. Наступним етапом даної роботи передбачено визначення погрішності розробленого методу прогнозування остаточного ресурсу складових частин за експериментальними даними та порівняння їх з існуючим методом.

Висновки

За аналізом існуючих методів визначення умовної функції розподілу залишкового ресурсу машин, можна зробити наступні висновки:

1. Методи, засновані на описанні процесів 1-го типу, не можуть бути використані для прогнозування технічного стану машин, так як зумовлюють велику погрішність визначення ресурсу конкретних складових частин.

2. У більшості випадків процеси 3-го типу описують за допомогою добре розробленої теорії ланцюгів Маркова. Дослідження, які базуються на теорії ланцюгів Маркова направлені в основному на підвищення експлуатаційної надійності радіо-

електронної апаратури та систем автоматики. Динаміка технічного стану пристроїв цього класу досить адекватно описується Марківською моделлю з дискретною множиною станів, тому що припущення процесу зміни їх діагностичних параметрів практично незалежні. Протилежна картина характерна для процесів зношування, які мають тісний кореляційний зв'язок між їх сусідніми перерізами [11]. Тому представлення процесів зміни ресурсних параметрів механічних систем у вигляді Марківського ланцюга з фізичної точки зору не обґрунтовано.

3. Розглянувши методи прогнозування ресурсу, засновані на вивченні процесів 2-го типу, ми прийшли до висновку, що найбільш близьким до рішення поставленої задачі слід признати підхід, запропонований В.М. Міхліним та надалі розвинутий у роботах його учнів. Методи теорії моделювання складних систем є базою для формування імітаційної моделі процесу технічної експлуатації машин.

4. Отримана умовна функція розподілу залишкового ресурсу складових частин мобільної техніки. Вона добре узгоджується з трьохпараметричним розподілом Вейбулла та дозволяє знайти вірогідність відмови. Порівняння середнього залишкового ресурсу, визначеного за отриманою формулою, з відповідними фактичними значеннями діагностичних параметрів показало їх близьку відповідність. Практично всі значення середніх залишкових ресурсів знаходяться в межах встановленого за експериментальними даними довірчого інтервалу.

Список літератури

1. Гольцшальк Е., Кубайн И. Применение метода Монте-Карло для определения оптимальной стратегии ремонта. Перевод с нем. №2947. Москва: ОНТИ ГОСНИТИ, 1972. – 18 с.
2. Kumamoto H., Tanaka K., Inoue K., Henley E. Dagger-sampling Monte-Carlo for System Unavailability Evaluation. IEEE «Transactions of Reliability», 1980, A-29, №2, p. 122-125.
3. Побединский Ю. А. Прогнозирование ресурса тракторных двигателей по результатам сокращенных испытаний (на примере двигателя Д-50). Дисс. ... канд. техн. наук. Москва. 1981. 224с.
4. Новотный Ф. Математическое моделирование процесса выхода из строя тракторов. Перевод с чешск. № А-86916. Москва. 1979. 31 с.
5. Брайнин М. Л. Разработка и исследование метода прогнозирования постепенных отказов на примере сопряжения цилиндр-поршневое кольцо двигателя внутреннего сгорания. Дисс. ... канд. техн. наук. Москва. 1973. 216 с.

6. Бусленко Н. П. Моделирование сложных систем. Москва. Наука, 1968. 356 с.

7. Rogovskii Ivan, Titova Liudmyla, Novitskii Andriy, Rebenko Victor. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Proceedings of 18th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 22-25, 2019, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 18, pp. 291-298. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N451. Scopus.

8. РТМ 70.0001.089-85. Управление техническим состоянием и надежностью сельскохозяйственных машин. – М.: ГОСНИТИ, 1985. 72 с.

9. Михлин В. М., Зуль М. Н. Исследование и разработка правил определения ремонтных работ по результатам диагностирования агрегатов машин. – Труды ГОСНИТИ, 1989, т. 64, С. 122–135.

10. Методика определения предельных и допустимых значений диагностических параметров агрегатов машин. – Горький: ГФ ВНИИМАШ, 1986. – 35 с.

11. Сушко О. В. Підвищення ефективності ремонту дизелів транспортних засобів оптимізацією ремонтно-обслуговуючих дій // О.В. Сушко. – Дисс. канд. техн. наук. – К.: 2007. – 178 с.

12. Посвятенко Е. К., Сушко О. В. Визначення похибки існуючого методу прогнозування залишкового ресурсу складової частини машини // Науково-техніч. збірник «Вісник НТУ» / Е. К. Посвятенко, О. В. Сушко. – Київ. – № 18. – 2011р. – с. 71–75.

13. Методика визначення граничних значень основних техніко-економічних параметрів двигунів з метою підвищення ефективності ремонту транспортних засобів. Свідчення № 15864, Україна. / О.В.Сушко. - Заявлено 10.01.06, зареєстровано 01.03.06, № 15927.

14. Смирнов Н. Н., Дунин-Барковский И. В. Курс теории вероятностей и математической статистики / Н.Н. Смирнов, И.В. Дунин-Барковский. – М.: Физматгиз, 1969. – 511 с.

15. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1974, 831 с.

16. 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. vol. 298, 2018, pp. 149-156. doi: 10.31548/me.2018.04.149-156.

17. 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, pp. 95-98.

18. Luo A.C.J., Guo Y. Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag, 2013. 213 p.

19. Зайцев С. Д. Дослідження впливу основних факторів режимів регулювання на показники ремонтпридатності машин (на прикладі тракторів ДТ-75, ДТ-75М, МТЗ-80 та МТЗ-82). Автореф. дис. канд. техн. наук. Москва. 1990. 22с.

References

1. Goltshalk E., Kubayn I. (1972). Application of the Monte Carlo method to determine the optimal repair strategy. Translation from it № 2947, Moscow: ONTI GOSNITI.

2. Kumamoto H., Tanaka K., Inoue K., Henley E. (1980). Dagger-sampling Monte-Carlo for System Unavailability Evaluation. – IEEE "Transactions of Reliability", A-29, No. 2, 122–125.

3. Pobedinsky Y. A. (1981). Prediction of the resource of tractor engines according to the results of shortened tests (for example, the D-50 engine). Diss. ...cand. of tech. sciences, Moscow, USSR.

4. Novotny F. (1979). Mathematical modeling of the process of tractor failure. Translation from Czech No, A - 86916, Moscow, USSR.

5. Brainin M. L. (1973). Development and research of a method for predicting gradual failures by the example of a cylinder-piston ring coupling of an internal combustion engine. Diss. ... Ph.D. sciences, Moscow, USSR

6. Buslenko N. P. (1968). Modeling complex systems. Moscow. Nauka, 356.

7. Rogovskii Ivan, Titova Liudmyla, Novitskii Andriy, Rebenko Victor. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. Proceedings of 18th International Scientific Conference "Engineering for rural development". Jelgava, Latvia, May 22-25, Latvia University of Agriculture. Faculty of Engineering. Vol. 18, 291-298. DOI: 10.22616/ERDev2019.18.N451. Scopus.

8. РТМ 70.0001.089-85. (1985). Management of the technical condition and reliability of agricultural machinery. Moscow: GOSNITI, 72.

9. Mikhlin V. M., Zul M. N. (1989). Research and development of rules for determining repair work based on the results of diagnosing machine assemblies. – Proceedings of the GOSNITI, v.64, 122–135.

10. Methodology for determining the limit and permissible values of the diagnostic parameters of machine aggregates (1986). Gorky: GF VNIIMASH, 35 p.

11. Sushko O. V. (2007). Improving the efficiency of car diesel engine repairs by optimizing repair and maintenance work. Diss. Cand. tech. sciences, Kyiv, NTU.

12. Posvyatenko E. K., Sushko O. V. (2011). Determination of the error of the existing method for predicting the residual life of machine components. "News of NTU", Kiev, No. 18, 71–75.

13. Sushko O. V. The technique of identifying the boundary values of the main technical and economic parameters in the engine with the method of efficient repair of transport problems. Certificate No. 15864, Ukraine. Declared 10.01.06, registered 01.03.06, No. 15927.

14. Smirnov N. N., Dunin-Barkovsky I. V. (1969). The course of probability theory and mathematical statistics. Moscow, Fizmatgiz, 511 p.

15. Korn G., Korn T. (1974). Handbook of mathematics, Moscow, Nauka, 831 p.

16. 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. vol. 298, 149-156. doi: 10.31548/me.2018.04.149-156.

17. 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.

18. Luo A.C.J., Guo Y. (2013). Vibro-impact Dynamics. Berlin: Springer-Verlag. 213.

19. Zaitsev S. D. (1990) Up to the main factors in regulation on indicators of maintainability of machines (on the application of tractors DT-75, DT-75M, MTZ-80 and MTZ-82). Abstract dis. Cand. tech. sciences. Moscow, 22 p.

ІНДИВІДУАЛЬНЕ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ МАШИН І РОЗРОБКА МЕТОДУ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УСЛОВНОЙ ФУНКЦИИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ИХ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА

О. В. Сушко, О. С. Колодій, О. В. Пенёв

Аннотация. Сделан анализ методов индивидуального прогнозирования технического состояния машин и их составных частей при описании процессов изменения диагностических параметров в зависимости от наработки. Доказано, что большинство существующих методов прогнозирования оптимального остаточного ресурса обуславливают среднеквадратическую погрешность не менее чем 350 – 400 моточасов. Это явилось основанием для построения более адекватной действительному описанию реального процесса изменения диагностических параметров модели и разработки на этой основе более точного и достоверного метода определения остаточного ресурса составной части. Приведены основные положения разработки нового метода определения условной функции распределения остаточного ресурса составных частей. Получены уравнения определения математического ожидания процесса изменения параметров, величины остаточного и среднего остаточного ресурсов, предложен способ, позволяющий оценить минимальное возможное значение времени корреляции. Получена условная функция распределения остаточного ресурса, которая хорошо согласовывается с трехпараметрическим распределением Вейбулла и позволяет спрогнозировать вероятность отказа. Сравнение среднего остаточного ресурса, рассчитанного по разработанному методу, с соответствующими фактическими значениями диагностических параметров, показало их близкое соответствие: практически все значения средних остаточных ресурсов находятся в пределах установленного по экспериментальным данным доверительного интервала.

Ключевые слова: прогнозирование, ресурсные параметры, техническое состояние, имитационные модели, методы построения моделей прогнозирования, остаточный ресурс.

INDIVIDUAL FORECASTING OF TECHNICAL CONDITION OF MACHINES AND DEVELOPMENT OF METHOD FOR DETERMINING THE CONDITIONAL FUNCTION OF DISTRIBUTING THEIR RESIDUAL RESOURCE

O. V. Sushko, O. S. Kolodiy, O. V. Penov

Abstract. The analysis of methods for individual forecasting the technical condition of machines and their components in the description of the processes of changing diagnostic parameters depending on the operating time is made. It is proved that most of the existing methods for predicting the optimal residual life determine the standard error of at least 350 - 400 moto-hours. This was the basis for constructing a more adequate and valid description of the real process of changing the diagnostic parameters of the model and developing on this basis a more accurate and reliable method for determining the residual resource of the component. The main provisions of the development of a new method for determining the conditional distribution function of the residual resource of components are given. The equations for determining the mathematical expectation of the process of changing the parameters, the value of the residual and average residual resources are obtained, a method is proposed that allows us to estimate the minimum possible value of the correlation time. The conditional distribution function of the residual resource is obtained, which is in good agreement with the three-parameter Weibull distribution and allows us to predict the probability of failure.

Comparison of the average residual resource calculated by the developed method with the corresponding actual values of the diagnostic parameters showed their close correspondence: almost all values of the average residual resources are within the confidence interval established by experimental data.

Key words: forecasting, resource parameters, technical condition, simulation models, methods for constructing forecasting models, residual resource.

О. В. Сушко ORCID 0000-0002-9840-3611.

О. С. Колодій ORCID 0000-0003-2237-6730.

О. В. Пенёв ORCID 0000-0002-5538-1643.

УДК 621.9.04

РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ШНЕКОВИХ МЕХАНІЗМІВ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

О. Л. Ляшук, А. Б. Гупка, Ю. І. Пиндус, В. В. Гупка

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: gupkab@gmail.com

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 12, рис. 11, табл. 0.

Анотація. В статті представлено методику та результати експериментальних досліджень процесів формоутворення полицки на гвинтовій заготовці. Розроблено і експериментально апробовано технологічні процеси формоутворення вигнутого профілю на гвинтових заготовках з використанням шнекових оправ та формувальних роликів. Для їх реалізації спроектовано і виготовлено комплект технічного спорядження. В якості експериментальних зразків використовували гвинтові заготовки із зовнішнім діаметром 90, 104, 118 мм, з внутрішнім діаметром 50, 55, 60 мм та товщиною витка спіралі 1, 1,5, 2 мм. Матеріали гвинтових заготовок – сталь 08кп, сталь 20, сталь 30.

Ключові слова: гвинтова заготовка, полицка, експеримент, формоутворення, спорядження, ГЗВП.

Постановка проблеми

Гвинтові деталі мають широке використання у механізмах та вузлах сільськогосподарської техніки, а гвинтові спіралі з вигнутим профілем (ГЗВП) є їхнім різновидом. Їх використовують у якості робочих органів гвинтових транспортерів, змішувачів, подрібнювачів, очисників сільськогосподарських машин. Тому для реалізації процесу виготовлення даних деталей спроектовано і виготовлено технологічне устаткування та розроблена методика виготовлення вигнутого профілю на гвинтових заготовках (ГЗ) шляхом навивання на оправу щільним пакетом.

Аналіз останніх досліджень

Питанням виготовлення гвинтових робочих органів присвячені роботи авторів Гевка Б.М., Рогатинського Р.М. [9], Пилипця М.І. [10], Васильківа В.В. [1]. Дослідженню проблеми виготовлення спеціальних профільних гвинтових робочих органів присвячені праці Данильченко Л. М. [5], Ляшука О.Л. [11], Драгана А.П. [6], Дячуна А.Є. [7] та інші [2, 4, 8, 12]. Однак питання, які виникають при виготовлення

гвинтових заготовок з вигнутим профілем, залишилися мало дослідженими і потребують доопрацювання.

Мета досліджень

Метою роботи є розширення конструктивно-технологічних характеристик гвинтових спіралей шляхом ефективного технологічного забезпечення процесу виконання на навивній заготовці вигнутого профілю.

Результати досліджень

При виготовленні ГЗВП необхідно розглянути, проаналізувати й вибрати один із основних способів її формоутворення із заданими конструктивними параметрами. Виготовлення ГЗВП відрізняється від існуючої технології виготовлення типових циліндричних прямих спіралей тим, що існує необхідність у створенні додаткової полицки під певним кутом, що вимагає використання або спеціального оснащення та інструменту або виконання додаткових технологічних операцій.

Виготовлення ГЗВП можливе наступними способами:

- а) штампуванням кілець з вигнутим зовнішнім контуром з наступним зварюванням їх у спіраль;
- б) прокатуванням циліндричної прямої спіралі з подальшим приварюванням полицки під необхідним кутом;
- в) навиванням циліндричної прямої спіралі з подальшим приварюванням полицки під необхідним кутом;
- г) навиванням із смугових заготовок на ребро спіралі одночасно із формуванням полицки під певним кутом;
- д) навиванням із смугових заготовок на ребро спіралі з подальшою операцією гнуття полицки під певним кутом;
- е) навиванням спіралі з профільних Г-подібних заготовок на ребро при завчасному формуванні полицки під певним кутом.

Інші способи виготовлення Г-подібних спіралей є неможливими або непродуктивними, тому, що призводять до значних перевитрат енергії, праці, часу, і характеризуються значним ускладненням технологічного процесу виготовлення ГЗВП, а використання способів прокатування і штампування є економічно необґрунтованими, бо супроводжуються значними енергозатратами.

Відповідно формоутворення ГЗВП навіванням є технологічно простішим та менш енерго- та матеріалозатратним у порівнянні з іншими способами. Крім цього, процес навівання дає змогу розширити технологічні можливості виготовлення ГЗВП за рахунок використання універсальних пристроїв. Загалом найбільш раціональними способами виготовлення ГЗВП є їх навівання по внутрішньому торцевому профілю з прямокутних заготовок з одночасним чи подальшим формуванням полички [3]. При цьому забезпечується високий коефіцієнт використання матеріалу й відпадає потреба у виконанні значних зварних з'єднань.

З метою підтвердження запропонованої гіпотези були розроблені технологічні процеси формоутворення ГЗВП та проведенні експериментальні дослідження з отриманням різних конструктивних параметрів вигнутого профілю на гвинтових заготовках (ГЗ) в поперечному перерізі з використанням формувального інструменту для стрічкових ГЗ різних типорозмірів. Зокрема було розроблено і експериментально апробовано технологічний процес формоутворення вигнутого профілю на спіралях розтягнутих на відповідний крок з використанням шнекових оправ та процес формоутворення вигнутого профілю на ГЗ формувальним роликом. Особливості формоутворення вигнутого профілю зумовлювались їх геометричною формою. В якості експериментальних зразків

використовували ГЗ із зовнішнім діаметром 90, 104, 118 мм, з внутрішнім діаметром 50, 55, 60 мм та товщиною витка спіралі 1, 1,5, 2 мм. Матеріали ГЗ – сталь 08кп, сталь 20, сталь 30. Технологічний процес, схема якого представлена на рис. 1, передбачав формоутворення вигнутого профілю на спіралях розтягнутих на відповідний крок з використанням шнекових оправ, які мають наварені з однієї сторони ребра жорсткості для підтримання витка гвинтової спіралі від прогинання в напрямку її формоутворення.

Експерименти з використанням шнекових оправ (рис. 2) проводились з трікратною повторюваністю. Навівання ГЗВП здійснювалось на токарних верстатах моделей 16К20, 16Е16КП, де частоту обертання шпинделя попередньо встановлювали в межах $\omega = 1,0 \dots 1,5 \text{ с}^{-1}$. В патрон токарного верстату закріплювався шнекову оправу з необхідними геометричними параметрами. Далі на оправу встановлювали досліджувану ГЗ, а формувальний інструмент його робочою поверхнею підводили до першого витка спіралі (рис. 3).

Потім включали головний привід і подачу верстату на відповідний крок спіралі, що призводило до формоутворення вигнутого профілю на досліджуваній ГЗ. Для пуску головного руху верстата і регулювання частоти його обертання використовували перетворювач частоти Altivar та програмне забезпечення PowerSuite v.2.5.0. Зусилля гнуття полички заміряли з допомогою перетворювача частоти ALTIVAR 71, дані з якого поступали персональний комп'ютер. Результати зміни крутного моменту і потужності двигуна в часі отримували у форматі графічних і табличних залежностей у вікні програми дисплея комп'ютера у відсотках від номінальних величин. Для побудови графічних залежностей використовувались пікові (максимальні) значення отриманих, в результаті досліджень, даних.

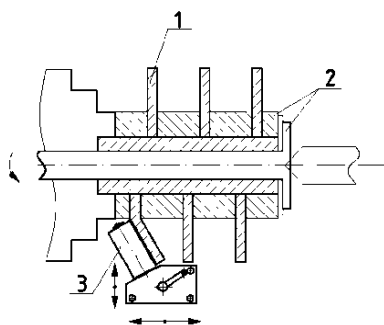


Рис. 1. Схема процесу виготовлення ГЗВП: 1 – спіраль; 2 – кріплення спіралі; 3 – формувальний інструмент
Fig. 1. Scheme of shaping process of SBCP: 1 – screw; 2 – screw fixing; 3 – shaping tool

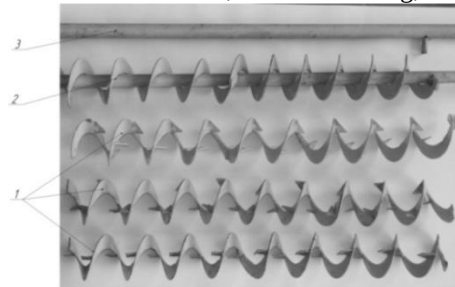


Рис. 2. Шнекові оправы: 1 – спіралі підвищеної жорсткості; 2 – шнекова оправа із закріпленою спіраллю; 3 – вал.
Fig. 2. screw mandrels: 1 – screws with increased rigidity, 2 – screw mandrels with fixed screws; 3 – shaft



Рис. 3. Виготовлення ГЗВП з використанням шнекової оправи.
Fig. 3. SBCP manufacturing with screw mandrel using.

Також нами розроблено і апробовано технологічний процес формоутворення вигнутого профілю на ГЗ щільним пакетом з допомогою формувальних втулок (рис. 4), оправи (рис. 5) та втулкою і закріпленою на ній ГЗ сформованою щільним пакетом встановлювалась у шпинделі верстату, а ролик із притисною шайбою та формувальним кільцем з відповідним нахилом робочої поверхні для формоутворення полички на ГЗ закріплювався в супорт верстату.

Робочу частину пристрою, із закріпленим формувальним роликом заводять у взаємодію із ГЗ. Після налагодження пристрою і входження його у

формуального ролика (рис. 6) з кутами нахилу формоутворюючої поверхні α відносно осі обертання спіралі – 15° , 25° , 35° і висотою вертикальної частини стрічки h – 10, 15, 20 мм. Оправа з формувальною взаємодію із ГЗ з формувальним кільцем формувального ролика включають головний рух і рух подачі верстату, після чого починається процес формоутворення. Після завершення формоутворення вигнутого профілю на ГЗ при реверсній подачі головного руху верстату проводилось калібрування отриманої заготовки формувальним роликом на необхідний крок (рис. 7 і рис. 8).

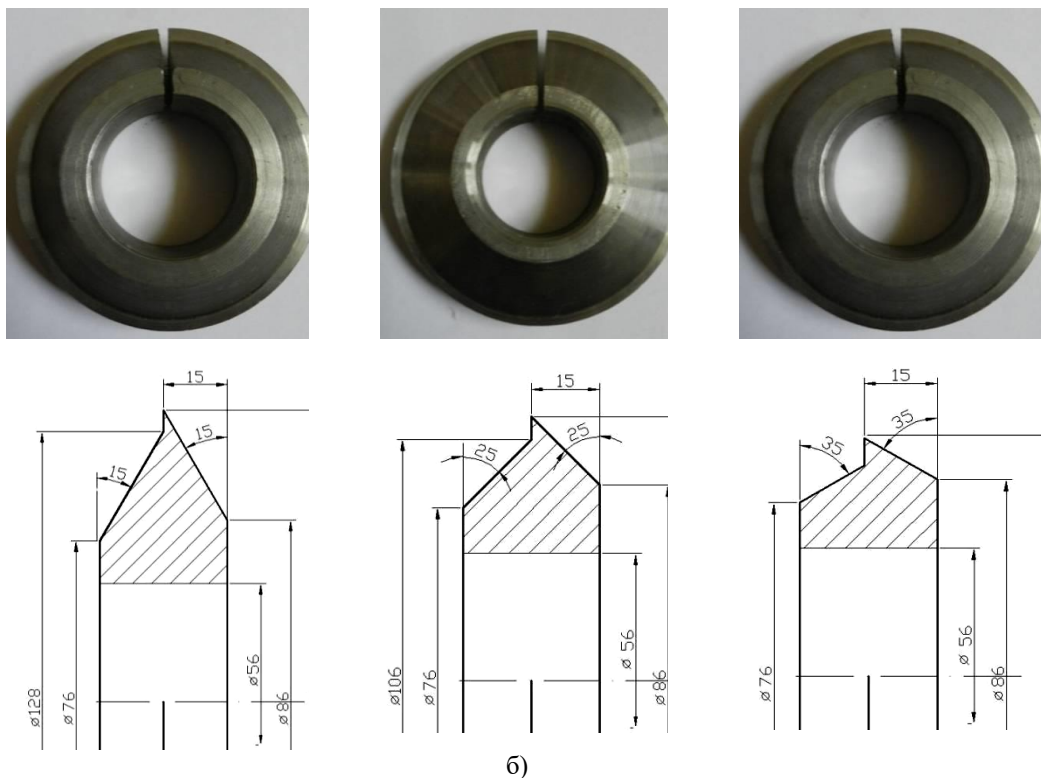


Рис. 4. Формувальні втулки: а) загальний вигляд; б) конструктивні схеми
Fig. 4. Shaping bushings: a) general view; b) design schemes



Рис. 5. Оправа (загальний вигляд)
Fig. 5. Mandrel: (general view)

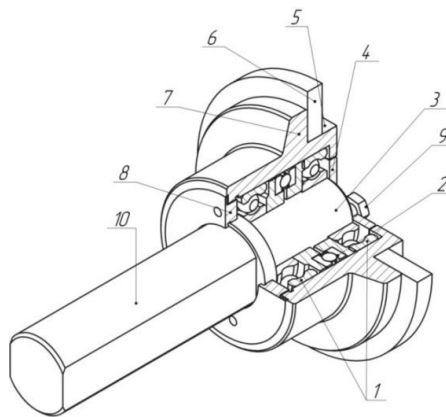


Рис. 6. Формувальний ролик: (конструктивна схема)
Fig. 6. Shaping roller (design scheme)



Рис. 7. Виготовлення ГЗВП формувальним інструментом: 1 – оправа; 2 – втулка; 3 – вигнутий профіль; 4 – ролик

Fig. 7. SBСР manufacturing with shaping tool: 1 – mandrel; 2 – bushing; 3 – curved profile; 4 – roller



Рис. 8. Загальний вигляд стандового обладнання: 1 – верстат; 2 – ГЗ; 3 – формувальний інструмент; 4 – Altivar; 5 – ПК

Fig. 8. General view of stand equipment: 1 – machine; 2 – SB; 3 – shaping tool; 4 – Altivar; 5 – PC

Для встановлення залежності зусиль гнуття від товщини спіралі, діаметра заготовки та кута нахилу формувальної втулки були проведені експериментальні дослідження, реалізація яких відбувалася шляхом планування та проведення трьохфакторного експерименту. Для отримання

регресійної моделі параметру оптимізації у вигляді повного квадратичного поліному вибирали відповідний план повнофакторного експерименту, реалізацію якого проводили у загальновідомій послідовності. Після оброблення експериментальних даних отримано рівняння регресії, які мають вигляд:

- для матеріалу заготовки (сталь 08кп):

$$M_{(08кп)} = 93,31 - 2,26D - 93s + 1,79\alpha + 0,99Ds - 7 \cdot 10^{-3} D\alpha + 0,55s\alpha + 0,012D^2 + 3,76s^2 - 0,029\alpha^2, \quad (1)$$

- для матеріалу заготовки (сталь 20):

$$M_{(сталь20)} = 105,2 - 2,53D - 102,82s + 1,95\alpha + 1,09Ds - 7,71 \cdot 10^{-3} D\alpha + 0,61s\alpha + 0,014D^2 + 4,28s^2 - 0,031\alpha^2, \quad (2)$$

- для матеріалу заготовки (сталь 30):

$$M_{(сталь30)} = 115,58 - 2,77D - 112,26s + 2,12\alpha + 1,19Ds - 8,43 \cdot 10^{-3} D\alpha + 0,67s\alpha + 0,015D^2 + 4,72s^2 - 0,034\alpha^2. \quad (3)$$

Отримані регресійні залежності можна використовувати для визначення крутного моменту формоутворення вигнутого профілю на навивній спіралі в межах параметрів: $90 \text{ мм} \leq D \leq 118 \text{ мм}$; 15°

$\leq \alpha \leq 35^\circ$; $1 \text{ мм} \leq s \leq 2 \text{ мм}$. Згідно отриманих рівнянь регресії побудовано поверхні відгуку, графічні відображення яких наведено на рис. 9 – рис. 11.

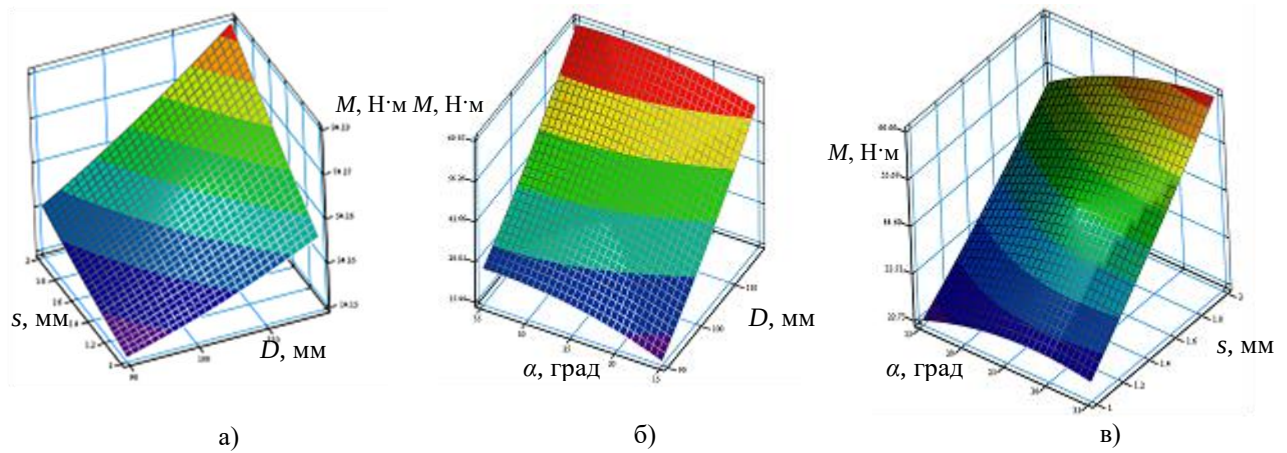


Рис. 9. Поверхня відгуку залежності крутного моменту $M_{(D,s)}$ при виготовленні полицки на спіралі із сталі 08кп: а) $\alpha = 25^\circ$; б) $s = 1,5$ мм; в) $D = 104$ мм

Fig. 9. The response surface of torque $M_{(D,s)}$ depends from shelves manufacture on screws made from steel 08kp: а) $\alpha = 25^\circ$; б) $s = 1,5$ мм; в) $D = 104$ мм

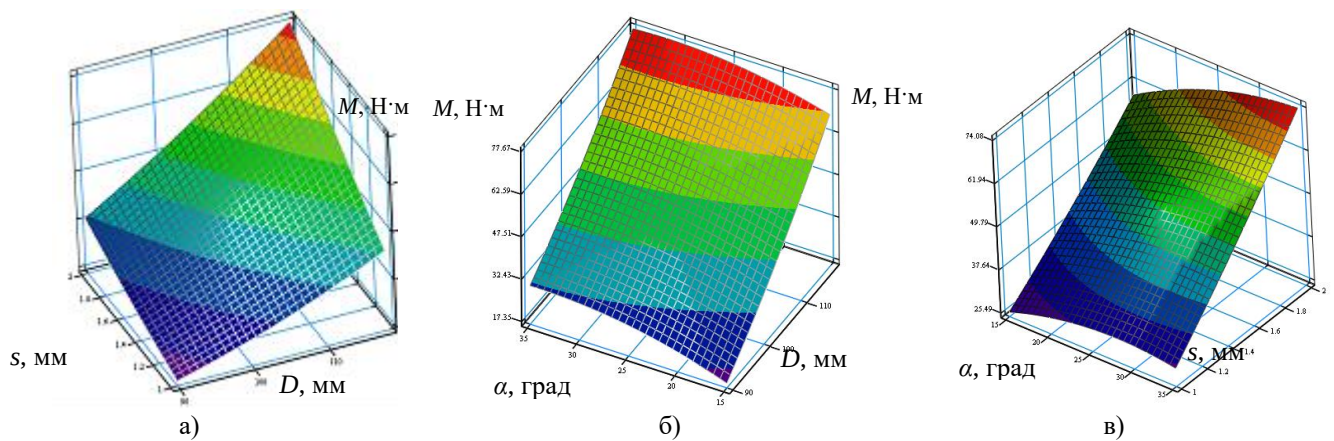


Рис. 10. Поверхня відгуку залежності крутного моменту $M_{(D,s)}$ при виготовленні полицки на спіралі із сталі 20: а) $\alpha = 25^\circ$; б) $s = 1,5$ мм; в) $D = 104$ мм

Fig. 10. The response surface of torque $M_{(D,s)}$ depends from shelves manufacture on screws made from steel 20: а) $\alpha = 25^\circ$; б) $s = 1,5$ мм; в) $D = 104$ мм

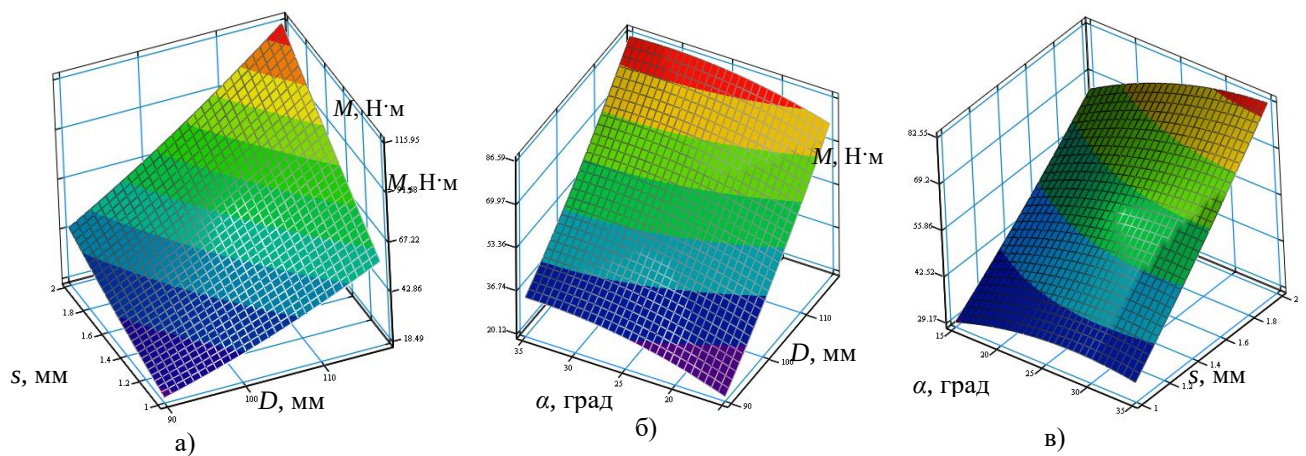


Рис. 11. Поверхня відгуку залежності крутного моменту $M_{(D,s)}$ при виготовленні полицки на спіралі із сталі 30: а) $\alpha = 25^\circ$; б) $s = 1,5$ мм; в) $D = 104$ мм

Fig. 11. The response surface of torque $M_{(D,s)}$ depends from shelves manufacture on screws made from steel 30: а) $\alpha = 25^\circ$; б) $s = 1,5$ мм; в) $D = 104$ мм

В результаті проведених експериментальних досліджень встановлено, що переважаючими факторами, які впливають на величину крутного моменту, є діаметр гвинтової спіралі D та товщина витка спіралі s , а кут нахилу полицки α на силові параметри процесу формоутворення вигнутого профілю впливає не значно. Встановлено зміни крутного моменту від діаметр гвинтової спіралі D та товщина витка спіралі s , які знаходяться в межах від 14 до 94 Н·м для сталі 08кп, від 15 до 104 Н·м для сталі 20, та від 18 до 115 Н·м для сталі 30 при $\alpha = \text{const}$. Також за порівнянням двох методик можна зробити висновок, що методика проведення процесу формоутворення вигнутого профілю на ГЗ формувальним роликком у порівнянні з методикою проведення цього процесу при використанні шнекової оправки має ряд переваг:

- енерго менш затратна;
- забезпечує рівномірне формоутворення вигнутого профілю на ГЗ при забезпеченні необхідної точності кута нахилу α ;
- дозволяє уникати гофрування вигнутого профілю на ГЗ;
- може використовуватись при формоутворенні вигнутого профілю з товщиною s витка спіралі понад 3 мм;
- потребує значно меншу кількість технологічного устаткування, особливо при формоутворенні вигнутого профілю на ГЗ різноманітних типорозмірів.

Експериментально встановлено, що методика проведення процесу формоутворення вигнутого профілю на гвинтовій заготовці формувальним роликком у порівнянні з методикою проведення цього процесу при використанні шнекової оправки має ряд переваг: енерго менш затратна; забезпечує рівномірне формоутворення вигнутого профілю на гвинтовій заготовці при забезпеченні необхідної точності кута нахилу α ; дозволяє уникати гофрування вигнутого профілю на гвинтовій заготовці; може використовуватись при формоутворенні вигнутого профілю з товщиною s витка спіралі понад 3 мм; потребує значно меншу кількість технологічного устаткування, особливо при формоутворенні вигнутого профілю на гвинтовій заготовці різноманітних типорозмірів.

Висновки

1. Розроблено і експериментально апробовано технологічні процеси формоутворення вигнутого профілю на ГЗ з використанням шнекових оправ та формувальним роликком. Для їх реалізації спроектовано і виготовлено комплект технічного спорядження. В якості експериментальних зразків використовували ГЗ із зовнішнім діаметром 90, 104, 118 мм, з внутрішнім діаметром 50, 55, 60 мм та товщиною витка спіралі 1, 1,5, 2 мм. Матеріали ГЗ – сталь 08кп, сталь 20, сталь 30.
2. Встановлено, що переважаючими факторами, які впливають на величину крутного

моменту, є діаметр гвинтової спіралі D та товщина витка спіралі s , а кут нахилу полицки α на силові параметри процесу формоутворення вигнутого профілю впливає не значно. Встановлено зміни крутного моменту від діаметр гвинтової спіралі D та товщина витка спіралі s , які знаходяться в межах від 14 до 94 Н·м для сталі 08кп, від 15 до 104 Н·м для сталі 20, та від 18 до 115 Н·м для сталі 30 при $\alpha = \text{const}$.

3. Експериментально встановлено, що методика проведення процесу формоутворення вигнутого профілю на ГЗ формувальним роликком у порівнянні з методикою проведення цього процесу при використанні шнекової оправки має ряд переваг: енерго менш затратна; забезпечує рівномірне формоутворення вигнутого профілю на гвинтовій заготовці при забезпеченні необхідної точності кута нахилу α ; дозволяє уникати гофрування вигнутого профілю на гвинтовій заготовці; може використовуватись при формоутворенні вигнутого профілю з товщиною s витка спіралі понад 3 мм; потребує значно меншу кількість технологічного устаткування, особливо при формоутворенні вигнутого профілю на гвинтовій заготовці різноманітних типорозмірів.

Список літератури

1. Васильків В. В. Розвиток науково-прикладних основ розроблення технологій виробництва гвинтових і шнекових заготовок з використанням уніфікації: дис. д-ра. техн. наук: 05.02.08. Василь Васильович Васильків; Нац. ун-т «Львів. Політехніка». – Львів, 2015. – 312 с.
2. Гевко І. В. Синтез способів навівання гвинтових заготовок [Текст]. Вісник ТНТУ. Тернопіль, 2015. Том 80. № 4. С. 153–160.
3. Гевко І. Б., Гарматюк О. О., Нагорняк Г. С., Гупка А. Б., Гевко О. М. Техніко-економічне обґрунтування вибору способу виготовлення вигнутого профілю на гвинтових спіралях. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. «Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві». 2016. Випуск № 168, С. 97–103.
4. Гупка А. Б. Исследование силовых параметров формообразования профильных винтовых элементов. MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, 2015. Vol. 17, no 7. P. 111–116.
5. Данильченко Л. М. Дослідження напружено-деформованого стану в процесі формоутворення гнутих заготовок для гвинтових профілів. Міжвузівський збірник (за напрямом «Інженерна механіка»): «Наукові нотатки» ЛТДУ. 2002. Вип. 10. С. 49–57.
6. Драган А. П. Теоретичні передумови технологічного процесу виготовлення гвинтових гофрованих заготовок: дис... канд. техн. наук:

05.02.08 / Драган Андрій Петрович; Тернопільський держ. техн. ун-т ім. І. Пулюя. – Т., 2007. – 198 с.

7. Дячун А. Є. Обґрунтування параметрів технологічного процесу виготовлення профільних гвинтових заготовок: дис. ... канд. техн. наук: 05.02.08. Дячун Андрій Євгенович; ТДТУ ім. І. Пулюя. Тернопіль. 2008. 208 с.

8. Журавлев А. З. Изготовление шнеков для зерноуборочных комбайнов. Кузнечно-штамповочное производство. Москва. 1980. №5. С. 29–31.

9. Гевко Б. М., Данильченко М. Г., Рогатинський Р. М. та ін. Механізми з гвинтовими пристроями. Львів: Світ, 1993. 208 с.

10. Пилипець М. І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин: дис... д-ра техн. наук: 05.02.08. Михайло Ількович Пилипець; Нац. ун-т «Львів. Політехніка». Львів, 2002. 445 с.

11. Гевко Б. М., Ляшук О. Л., Гевко І. Б. Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей. Тернопіль. ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. 367 с.

12. Chris Rorres. The turn of the screw: optimal design of an Archimedes screw/ *Jornal of hydrauling*/ January 2000. P. 72-80.

References

1. Vasilkov V. V. (2015). Development of scientifically applied bases of development of technologies of production of screw and screw blanks with the use of unification: dis. Dr. tech. Sciences: 05.02.08. Vasily Vasilovich Vasilkov; Nat. Univ. "Lviv. Polytechnic ». Lviv. 312.

2. Gevko I. (2015). Synthesis of methods of winding of screw billets [Text] / I. Gevko, O. Katrich // *Bulletin of TNTU. Ternopil. Volume 80. Number 4. Art. 153–160.*

3. Gevko I. B., Garmatyuk O. O., Nagornyak G. S., Gupka A. B., Gevko O. M. (2016). Feasibility study of the choice of a method of manufacturing a curved profile on screw spirals. *Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Peter Vasylenko. «Resource-saving technologies, materials and equipment in repair production».* Issue № 168, 97–103.

4. Gupka A. (2015). Investigation of the force parameters of the shaping of profile screw elements. *MOTROL. Commission of Motorization and Energy in Agriculture. Lublin. Vol. 17, no 7. 111–116.*

5. Danilchenko L. M. (2002). Investigation of stress-deformed state in the process of forming bent billets for screw profiles. *Intercollegiate collection (in direction "Engineering mechanics")*: Scientific Notes of the LTD. 2002. Vol. 10. 49–57.

6. Dragan A. P. (2007). Theoretical prerequisites of the technological process of manufacturing screw corrugated billets: dis ... cand. tech. Sciences: 05.02.08 / Dragan Andriy Petrovich; Ternopil state. tech. them I. Pulia. T. 198 p.

7. Dyachun A. E. (2008). Substantiation of parameters of technological process of manufacturing profile screw blanks: dis. ... cand. tech. Sciences: 05.02.08 / Dyachun Andriy Yevgenovich; TDTU them. I. Pulia. T. 208.

8. Zhuravlev, A. Z. (1980). Production of augers for combine harvesters / A. Z. Zhuravlev, Y. N. Verzilov, and V. A. Egorov, // *Forge-stamping production. Moscow. №5. 29–31.*

9. Mechanisms with screw devices (1993). / [B. M. Gevko, M. G. Danilchenko, R. M. Rohatynskiy and others]. Lviv: World, 208.

10. Pylypets M. I. (2002). Scientific and technological bases of production of naive billets of machine parts: dis ... Dr. Tech. Sciences: 05.02.08 / Mikhail Il'kovich Pylypets; Nat. Univ. "Lviv. Polytechnic ». Lviv, 2002. 445.

11. Technological bases of forming special profile screw parts (2008). / [B. M. Gevko, O. L. Lyashuk, I. B. Gevko and others]. Ternopil: Ivan Pulyuy TSTU, 367.

12. Chris Rorres. (2000) The turn of the screw: optimal design of an Archimedes screw/ *Jornal of hydrauling*/ January. 72–80.

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И ИССЛЕДОВАНИЕ ВИНТОВОЙ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ШНЕКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

О. Л. Ляшук, А. Б. Гупка, Ю. І. Пиндус, В. В. Гупка

Аннотация. В статье представлена методика и результаты экспериментальных исследований процессов формообразования полочки на винтовой заготовке. Разработаны и экспериментально апробированы технологические процессы формообразования изогнутого профиля на винтовых заготовках с использованием шнековых оправ и формовочных роликов. Для их реализации спроектировано и изготовлено комплект технического снаряжения. В качестве экспериментальных образцов использовали винтовые заготовки с внешним диаметром 90, 104, 118 мм, с внутренним диаметром 50, 55, 60 мм и толщиной витка спирали 1, 1,5, 2 мм. Материалы винтовых заготовок - сталь 08кп, сталь 20, сталь 30.

Ключевые слова: винтовая заготовка, полочка, эксперимент, формообразования, снаряжение, ГЗВП.

DEVELOPMENT OF DESIGN AND STUDY OF SCREW WORKING SURFACES OF AUGER MECHANISMS OF AGRICULTURAL MACHINES

O. L. Lyashuk, A. B. Gupka, Y. I. Pundys, V. V. Gupka

Abstract. In the article presented the methodology and results of experimental investigations of shelf shaping processes on screw blank are presented. Technological processes of curved profile shaping on the screw blanks with using screw mandrels and shaping roller are developed and experimentally tested. For their implementation a set of technical equipment is designed and manufactured. As the experimental samples screw blanks was used with an outer diameter of 90, 104, 118

mm, internal diameter of 50, 55, and 60 mm, and screw thickness 1, 1.5, 2 mm. Materials of screw blanks - steel 08kp, steel 20, steel 30.

Key words: screw blank, shelf, experiment, shaping, equipment, SBCP.

О. Л. Ляшук ORCID 0000-0003-4881-8568.

А. Б. Гупка ORCID 0000-0002-7565-5664.

Ю. И. Пиндус ORCID 0000-0003-0887-2762.

В. В. Гупка ORCID 0000-0002-0578-2254.

УДК 621.88

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРУ НАВАНТАЖЕННЯ НА ШНЕКИ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

А. В. Грабар¹, Р. В. Шатров²

¹Відокремлений підрозділ національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут», Україна.

²Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: grabar_andriy@ukr.net, rvshatrov@outlook.com.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 9, рис. 4, табл. 0.

Анотація. Метою дослідження є встановлення характеру навантаження на шнек по всій його довжині та виведення аналітичної залежності визначення величини крутного моменту на шнеку з урахуванням особливостей вантажу, неточності виготовлення елементів гвинтового механізму й тертя в опорах. Об'єктом дослідження є технологічний процес транспортування сипких вантажів гвинтовими конвеєрами. Предметом дослідження є закономірності перебігу процесу транспортування та характер навантаження на шнек по всій його довжині.

Встановлено характер навантаження на шнек по його довжині у гвинтовому транспортері. Виведено аналітичну залежність визначення реального значення величини крутного моменту на шнеку з урахуванням особливостей вантажу, неточності виготовлення гвинтової транспортно-технологічної системи й тертя в опорах. Визначено і побудовано ряд залежностей величини крутного моменту на шнеку при встановленому русі вантажу від різноманітних параметрів.

Результати: встановлено характер навантаження на шнек по всій його довжині і виведено аналітичну залежність визначення величини крутного моменту на шнеку, що можна широко використовувати при проектуванні гвинтових транспортно-технологічних систем.

Ключові слова: шнек, гвинтові транспортно-технологічні системи, навантаження, величина крутного моменту, частинка.

Постановка проблеми

Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені дослідженню гвинтових транспортерів, рівень їх проектування та виготовлення залишається недостатнім, а наукова база для їх створення не завжди відповідає сучасним вимогам.

Серед зазначених проблем важливе місце посідає дослідження навантажень на шнеки – робочі органи гвинтових транспортно-технологічних систем, які

набули широкого застосування у транспортерах, змішувачах, подрібнювачах, тощо. Підвищені вимоги до конструктивних і технологічних параметрів, якості, надійності та довговічності, розширення функціональних можливостей гвинтових транспортно-технологічних систем потребують глибокого аналізу існуючих конструкцій і технологій їх виготовлення та розроблення на цій основі науково обґрунтованих теоретичних та експериментальних напрацювань, їх успішного впровадження у виробництво.

Аналіз останніх досліджень

Питанням дослідження навантаження на гвинтових робочих органах транспортно-технологічних механізмів присвячені наукові праці [1], [2], [3] та інших [4, 5]. Проте цілий ряд питань, пов'язаних з особливостями визначення навантажень на шнек з метою ефективного проектування його профілю, потребують подальшого вирішення.

Мета досліджень

Метою дослідження є встановлення характеру навантаження на шнек по всій його довжині та виведення аналітичної залежності визначення величини крутного моменту на шнеку з урахуванням особливостей вантажу, неточності виготовлення елементів гвинтового механізму й тертя в опорах.

Результати досліджень

Для встановлення характеру навантаження на шнек по всій його довжині у транспортно-технологічній системі розглянемо рух частинки вантажу в координатах xyz (рис. 1). Після встановлення характеру цього руху і силових факторів визначимо характер навантажень на шнек під час переміщення вантажу.

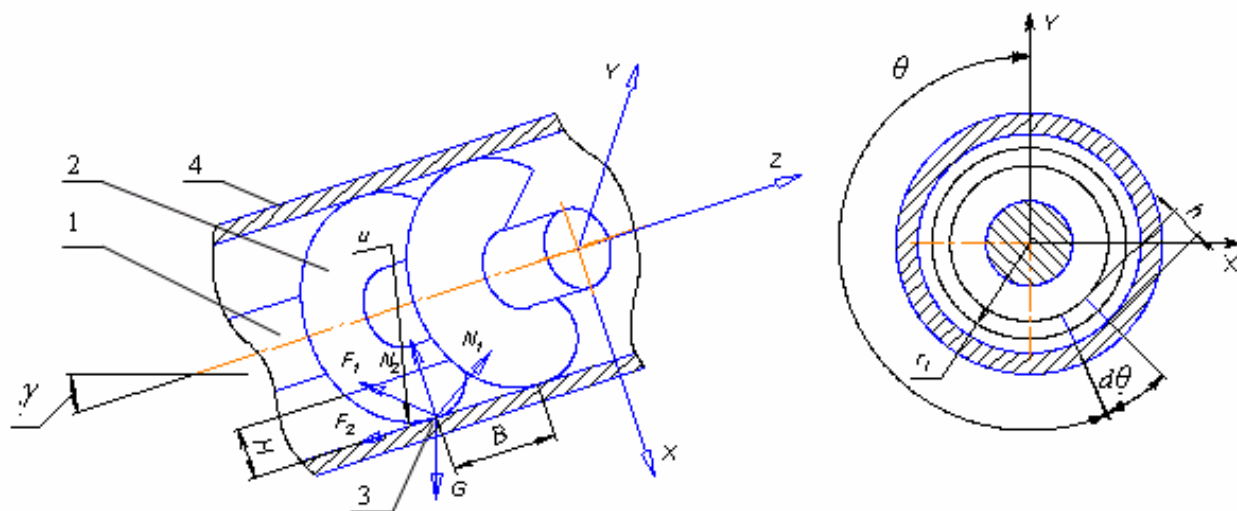


Рис. 1. Розрахункова схема переміщення частинки вантажу по нахиленому шнеку: 1 – привідний вал; 2 – шнек; 3 – частинка вантажу; 4 – труба

Fig. 1. Estimated scheme of movement of a load particle on an inclined auger: 1 – drive shaft; 2 – auger; 3 – particle of cargo; 4 – pipe

При роботі гвинтового конвеєра, в якому вантаж буде переміщуватися по гвинтовій траєкторії, із умови контакту частинки вантажу A з гвинтовою поверхнею шнека, її розміщення визначається радіальним параметром u і кутовим параметром θ .

Відповідно координати частинки A визначаються в параметричному вигляді такими залежностями:

$$\begin{cases} X_A = u \cos \theta; & Y_A = u \sin \theta; & Z_A = \frac{dV(q-wt)}{2p} \end{cases} \quad (1)$$

де: X_A, Y_A, Z_A – координати частинки, м;

u – радіальний параметр частинки, м;

θ – кутовий параметр частинки;

δV – зміна міжвиткового об'єму;

ω – кутова швидкість обертання шнека, рад/с;

Рівняння руху частинки виводимо на основі рівняння рівноваги всіх сил, що прикладені до неї:

$$\begin{cases} \sum X = N_{1x} + N_{2x} + F_{1x} + F_{2x} - m \ddot{x} + G_x = 0; \\ \sum Y = N_{1y} + N_{2y} + F_{1y} + F_{2y} - m \ddot{y} + G_y = 0; \\ \sum Z = N_{1z} + N_{2z} + F_{1z} + F_{2z} - m \ddot{z} + G_z = 0; \end{cases} \quad (2)$$

де: N_{1x}, N_{1y}, N_{1z} – проекції нормальної реакції від поверхні шнека відповідно на осі x, y, z , Н;

N_{2x}, N_{2y}, N_{2z} – проекції нормальної реакції від поверхні труби відповідно на осі x, y, z , Н;

F_{1x}, F_{1y}, F_{1z} – проекції сили тертя між частинкою та поверхнею шнека відповідно на осі x, y, z , Н;

F_{2x}, F_{2y}, F_{2z} – проекції сили тертя між частинкою та поверхнею труби відповідно на осі x, y, z , Н;

m – маса частинки, кг;

G_x, G_y, G_z – проекції сили ваги відповідно на осі x, y, z , Н.

Нормальна реакція N_1 від поверхні шнека та поверхні труби N_2 направлена по вектору нормалі $\vec{n}$ до цих поверхонь. Сили тертя F_1 та F_2 від вказаних реакцій N_1 та N_2 направлені протилежно вектору відносної швидкості частинки.

$$\begin{cases} F_{1x} = -\mu_1 N_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{S}_1|}; & F_{1y} = -\mu_1 N_1 \frac{\dot{y}_1}{|\dot{S}_1|}; & F_{1z} = -\mu_1 N_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{S}_1|}; \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} F_{2x} = -\mu_2 N_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{S}_2|}; & F_{2y} = -\mu_2 N_2 \frac{\dot{y}_2}{|\dot{S}_2|}; & F_{2z} = -\mu_2 N_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{S}_2|}; \end{cases} \quad (4)$$

де: F_1, F_2 – сили тертя, що виникають між частинкою відповідно з поверхнею шнека та поверхнею труби, Н;

μ_1 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею шнека;

μ_2 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею труби;

Проекції сили ваги на осі координат знаходимо за формулами

$$\begin{cases} G_x = mg \cdot \cos \gamma \cos \theta \\ G_y = mg \cdot \cos \gamma \sin \theta \\ G_z = -mg \cdot \sin \gamma \end{cases} \quad (5) \quad \begin{array}{l} \text{Враховуючи рівняння (3) і (4), рівняння (2)} \\ \text{набудуть вигляду} \end{array}$$

$$\begin{cases} \sum X = N_1 \left(\sin \alpha \cos \theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\cos \theta - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{x} + G_x = 0 \\ \sum Y = N_1 \left(\sin \alpha \sin \theta - \mu_1 \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\sin \theta - \mu_2 \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{y} + G_y = 0 \\ \sum Z = N_1 \left(\cos \alpha - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-\mu_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{z} + G_z = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (6), знаходимо нормальні реакції від поверхонь шнека і труби. Із першого і третього рівнянь отримаємо

$$N_2 = \frac{-(m\ddot{x} - mg \cdot \cos \gamma \cos \theta) \left(\cos \alpha - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) - m\ddot{z} - mg \cdot \sin \gamma}{\left(\sin \alpha \cos \theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) - \left(\cos \theta - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) \left(\cos \alpha - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) - \mu_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}} \quad (7)$$

Із першого рівняння отримаємо

$$N_1 = \frac{-N_2 \left(\cos \theta - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) + m\ddot{x} + mg \cdot \cos \gamma \cos \theta}{\left(\sin \alpha \cos \theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right)} \quad (8)$$

Якщо розглядати рух потоку вантажу, то на нього діють ті ж сили, що і на матеріальну частинку. Виділимо елементарну масу потоку вантажу dm , яку визначаємо із формули

$$dm = \rho B h r_i d\theta. \quad (9)$$

Радіус інерції потоку визначаємо за формулою [1]

$$r_i = \frac{D}{4} (1 + \sqrt{1 - \varphi}) \quad (10)$$

Елементарну осьову силу на шнеку визначаємо із формули

$$dP_z = dN_{1z} + dF_{2z} \quad (11)$$

Аналогічно визначаємо крутний момент на шнеку

$$dM_z = (dF_1 + dF_2) \cdot r_i \quad (12)$$

Тоді осьову силу на шнеку і крутний момент визначаємо за формулами

$$P_z = \int_0^\theta N_{1z} d\theta + \int_0^\theta F_{2z} d\theta; \quad (13)$$

$$M_z = \int_0^\theta (dF_1 + dF_2) \cdot r_i d\theta. \quad (14)$$

Розв'язок інтегралів (13) і (14) із урахуванням формул (6-10) доцільно провести чисельним методом.

Кут θ визначаємо за формулою:

$$\theta = 2\pi n. \quad (15)$$

Побудуємо залежності навантаження на шнек при встановленому русі вантажу, коли

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0, \quad \frac{d\theta}{dt} = \omega_1 = \text{const} \quad (\text{рис. 2-4}).$$

Графіки на рис. 2 показують, що зростання кутового параметра θ та кількості витків шнека призводять до зростання величини крутного моменту M_z на шнеку. При цьому зі збільшенням коефіцієнта завантаження, висоти шару вантажу та коефіцієнта тертя між шнеком і вантажем зростає величина крутного моменту на шнеку.

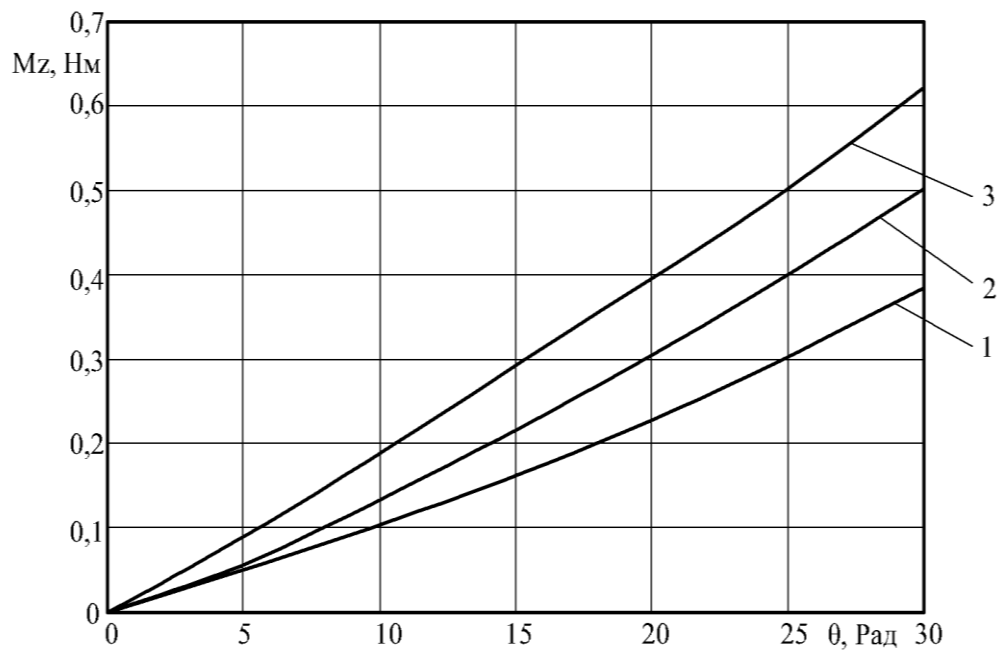


Рис. 2. Залежності величини крутного моменту на шнеку від кутового параметра θ : 1 – $h = 0,02$ м; 2 – $h = 0,025$ м; 3 – $h = 0,03$ м

Fig. 2. Dependences of the magnitude of the torque on the screw on the angular parameter θ : 1 – $h = 0,02$ m; 2 – $h = 0,025$ m; 3 – $h = 0,03$ m

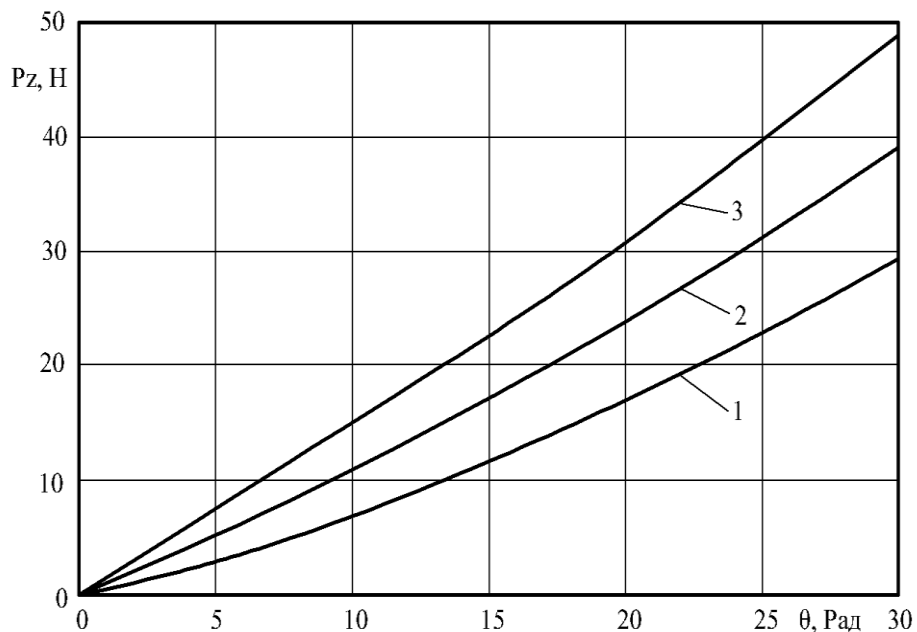


Рис. 3. Залежності осьового навантаження на шнек від кутового параметра θ : 1 – $h = 0,02$ м; 2 – $h = 0,025$ м; 3 – $h = 0,03$ м

Fig. 3. Dependences of the axial load on the auger on the angular parameter θ :

1 – $h = 0,02$ м; 2 – $h = 0,025$ м; 3 – $h = 0,03$ м

Із графіків, зображених на рис. 3, робимо висновок, що чим більше витків у шнеку, а відповідно чим більший кутовий параметр θ , тим більше осьове

навантаження створюється на шнек. Зі збільшенням коефіцієнта завантаження шнека, відстані між витками та висоти шару вантажу осьове зусилля зростає.

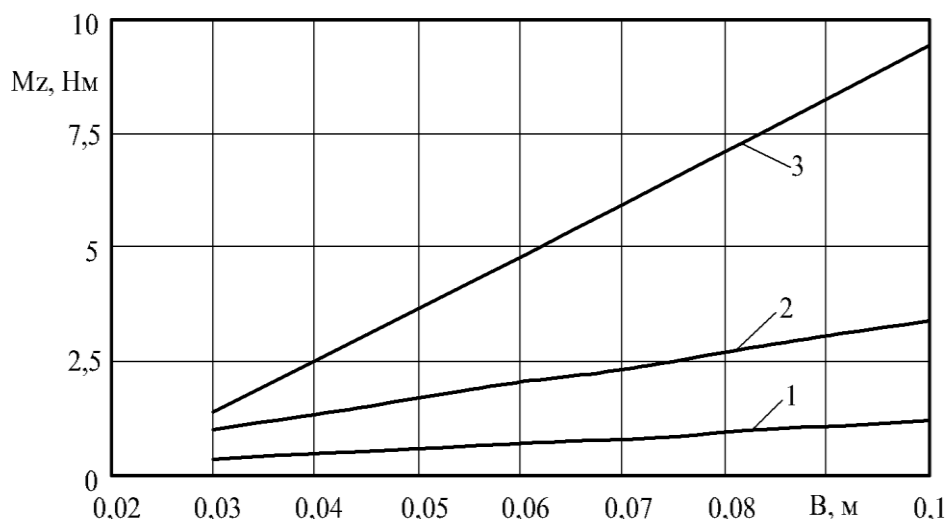


Рис. 4. Залежності величини крутного моменту на шнеку від величини кроку шнека B : 1 – $D = 0,07$ м; 2 – $D = 0,09$ м; 3 – $D = 0,140$ м

Fig. 4. Dependences of the magnitude of the torque on the auger from the magnitude of the pitch of the screw B : 1 – $D = 0,07$ m; 2 – $D = 0,09$ m; 3 – $D = 0,140$ m

Із графіків, побудованих на рис. 4, бачимо, що зі збільшенням величини кроку шнека та діаметра труби шнека, зростає величина крутного моменту на приводі.

Реальне значення величини крутного моменту є більшим унаслідок особливостей вантажу, що переміщується, неточності виготовлення гвинтової транспортно-технологічної системи, тертя в опорах і визначаємо за формулою

$$M_{zo} = k_n \cdot k_n \cdot k_T \cdot k_e \cdot M_z \quad (32)$$

де: k_n – коефіцієнт, що враховує витрати на перемішування, дроблення, защемлення й залипання вантажу;

k_n – коефіцієнт, що враховує неточність виготовлення шнека;

k_T – коефіцієнт, що враховує тертя в опорах шнека;

k_e – коефіцієнт, що враховує зміну міжвиткового об'єму.

Висновки

1. Встановлено характер навантаження на шнек по всій його довжині і виведено аналітичну залежність визначення величини крутного моменту на шнеку з урахуванням особливостей вантажу, неточності виготовлення елементів гвинтового механізму й тертя в опорах, що можна широко використовувати при проектуванні гвинтових транспортно-технологічних систем.

Список літератури

1. Григорьев А. М. Винтовые конвейеры. Москва. Машиностроение, 1972. 184 с.
2. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ; Х. Герман. [перев. с нем.]. Ленинград. Химия, 1975. 230 с.

3. Гевко Б. М., Рогатинський Р. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов: Выща школа, Изд-во при Львов. ун-те, 1989. 256 с.

4. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва: дис. доктора техн. наук: 05.20.01, 05.05.05. Рогатинський Роман Михайлович. Київ. 1997. 502 с.

5. Гевко І. Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання. Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. 307 с.

6. Пилипак С. Ф., Клендій М. Б., Кресан Т. А. Рух частинки по гвинтовому коноїду, обмеженому вертикальним шорстким циліндром. Вісник Херсонського національного технічного університету. Херсон, 2018. № 4 (67). С. 20–30.

7. Serhii Pylypaka, Mykola Klendii, Tetyana Kremets, Oleksandra Klendii. Particle Motion over the Surface of a Cylinder, which Performs Translational Oscillations in a Vertical Plane, ENGINEERING JOURNAL Volume 22 Issue 3, pg. 83-92, Phayathai Road, Pathumwan, Bangkok 10330, Thailand, 2018;

8. Serhii Pylypaka, Mykola Klendii, Oleksandra Klendii - Particle motion on the surface of a concave soil-tilling disk, ACTA POLYTECHNICA, Journal of Advanced Engineering, is a peer-reviewed Open Access scientific journal published by the Czech Technical University (CTU) in Prague, Volume 28 Issue 3, pg. 63-73, 2018;

9. Sergiy Pylypaka, Mikola Klendiy and Tatiana Zaharova – Movement of the particle on the external surface of the cylinder, which makes the progressive flows in horizontal planes, international conference on design, simulation, manufacturing: the innovation exchange (dsmie-2018), June 12–15, 2018. Sumy, Ukraine, pg. 1–10.

References

1. Grigoryev A. M. (1972). Screw conveyors. Moscow. Mechanical Engineering, 1972. 184.
2. Herman H. (1975). Screw mechanisms in the technology of Germany; H. Herman. [translated with him.]. L.: Chemistry, 230.
3. Gevko B. M. (1989). Screw feeders of agricultural machines. B.M. Gevko, R.M. Rohatynsky. Lviv: Higher School, Lviv Publishing House. Univ. 256.
4. Rogatinsky R. M. (1997). Mechanical-technological bases of interaction of screw working bodies with raw materials of agricultural production: dis. Doctor of Engineering Sciences: 05.20.01, 05.05.05. Rogatinsky Roman Mikhailovich. Kyiv. 502.
5. Gevko I. B. (2008). Screw transport-technological mechanisms: calculation and design. Ternopil: Ivan Pulyuy TSTU. 307.
6. Pilipaka S. F. (2018). Particle motion on a helical conoid bounded by a vertical rough cylinder. S.F. Pilipaka, M.B. Clandius, TA Kresan. Bulletin of the Kherson National Technical University. Kherson, No. 4 (67). 20–30.
7. Serhii Pylypaka, Mykola Klendii, Tetyana Kremets, Oleksandra Klendii (2018). Particle Motion over the Surface of a Cylinder, which Performs Translational Oscillations in a Vertical Plane, ENGINEERING JOURNAL Volume 22 Issue 3, 83-92, Phayathai Road, Pathumwan, Bangkok 10330, Thailand.
8. Serhii Pylypaka, Mykola Klendii, Oleksandra Klendii (2018). Particle motion on the surface of a concave soil-tilling disk, ACTA POLYTECHNICA, Journal of Advanced Engineering, is a peer-reviewed Open Access scientific journal published by the Czech Technical University (CTU) in Prague, Volume 28 Issue 3, 63–73.
9. Sergiy Pylypaka, Mikola Klendiy and Tatiana Zaharova (2018). Movement of the particle on the external surface of the cylinder, which makes the progressive flows in horizontal planes, international conference on design, simulation, manufacturing: the innovation exchange (dsmie-2018), June 12–15. Sumy, Ukraine, 1–10

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРА НАГРУЗКИ НА ШНЕК ПРИ ТРАНСПОРТИРОВКЕ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

А. В. Грабар, Р. В. Шатров

Аннотация. Целью исследования является установление характера нагрузки на шнек по всей его длине и вывода аналитической зависимости определения величины крутящего момента на шнек с учетом особенностей груза, неточности изготовления элементов винтового механизма и трения в опорах. Объектом исследования является технологический процесс транспортировки сыпучих грузов винтовыми конвейерами. Предметом исследования являются закономерности протекания процесса транспортировки и характер нагрузки на шнек по всей его длине.

Установлено характер нагрузки на шнек по его длине в винтовом транспортере. Выведена аналитическая зависимость определения реального значения величины крутящего момента на шнек с учетом особенностей груза, неточности изготовления

винтовой транспортно-технологической системы и трения в опорах. Определены и построены ряд зависимостей величины крутящего момента на шнек при установленном движении груза от различных параметров.

Результаты: установлен характер нагрузки на шнек по всей его длине и выведено аналитическую зависимость определения величины крутящего момента на шнека, что можно широко использовать при проектировании винтовых транспортно-технологических систем.

Ключевые слова: шнек, винтовые транспортно-технологические системы, нагрузки, величина крутящего момента, частица.

DETERMINATION OF CHARACTERISTICS OF SCREW LOADING WHEN TRANSPORTING BULK MATERIALS

A. V. Grabar, R. V. Shatrov

Abstract. The purpose of the study is to determine the nature of the load on the auger along its entire length and to derive an analytical dependence of determining the amount of torque on the auger taking into account the features of the load, inaccuracy of the manufacture of elements of the screw mechanism and friction in the supports. The object of the study is the technological process of transportation of bulk cargo by screw conveyors. The subject of the study is the regularity of the course of the transportation process and the nature of loading on the auger along its entire length.

The nature of the load on the auger along its length in the screw conveyor is established. The analytical dependence of determination of the real value of the torque value on the auger is deduced, taking into account the features of the load, the inaccuracy of the manufacture of the screw transport-technological system and friction in the supports. A number of dependencies of the magnitude of the torque on the auger with the set load movement on various parameters are determined and constructed.

Results: the nature of the load on the auger along its entire length is established and the analytical dependence of the determination of the torque value on the auger is deduced, which can be widely used in the design of screw transport and technological systems.

Key words: screw, screw transport technology systems, load, torque value, particle.

А. В. Грабар ORCID 0000-0001-8208-6212
Р. В. Шатров ORCID: 0000-0002-3596-0146

УДК 621.81

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕГУЛЮВАННЯ ПОДАЧІ СВЕРДЛІННЯ ПРИ ОБРОБЛЕННІ НАСКРІЗНИХ ОТВОРІВ

М. Б. Клендій¹, М. І. Клендій¹, Р. В. Шатров²

¹Відокремлений підрозділ національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут», Україна.

²Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: Klendiy@ukr.net, rvshatrov@outlook.com

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 12, рис. 2, табл. 0.

Анотація. Метою дослідження є обґрунтування необхідності зміни подачі свердла при його виході з деталі з урахуванням жорсткості вертикально-свердильних верстатів, фізико-механічних властивостей матеріалу заготовки, заточення свердел та інше. Об'єктом дослідження є технологічний процес свердління наскрізних отворів на верстатах з механічною подачею. Предметом дослідження є закономірності перебігу процесу свердління наскрізних отворів та вплив на них режимів різання.

У роботі наведені теоретичні залежності для призначення подач залежно від діаметрів використовуваних свердел, визначення зони, починаючи з якої необхідно зменшувати подачу, визначення значень осьового зусилля при свердлінні отвору.

Отримані теоретичні залежності для визначення значень величин подач верстата в залежності від діаметра свердла з врахуванням різних обмежень, а саме: стійкості і міцності свердел, міцності механізму подач верстата, а також для визначення величини зони випучування, при досягненні свердлом якої необхідно зменшити подачу.

Результати: встановлено, що для підвищення експлуатаційної надійності свердел і їх захисту від поломок необхідно на виході інструменту із деталі автоматично зменшувати величину подачі.

Ключові слова: подача, отвір, осьове зусилля, свердління.

Постановка проблеми

Однією із передумов подолання кризової ситуації у національній економіці є подальший розвиток машинобудування, які сприяють зростанню продуктивності праці, підвищенню ефективності виробництва, покращенню якості продукції та вимагає принципово нових підходів до створення й використання високоефективних ресурсоощадних технологій.

Існуючі конструкції деталей з яких збирають вузли й машини, що виконують різні свої службові призначення, в абсолютній більшості випадків мають отвори, одержувані свердлінням. Оброблення отворів, як правило, проводиться на свердильних верстатах і в значній мірі на вертикально-свердильних, основними базовими моделями яких є: 2НТГ8, 2АТ30, 2А135, 2А150.

Для свердління наскрізних отворів з мінімальними витратами часу потрібна інформація щодо навантажень на систему верстат-пристрій-інструмент-деталь, тобто визначення силових параметрів процесу різання.

Аналіз останніх досліджень

Питаннями дослідження свердління наскрізних отворів присвячені наукові праці [1-12] та інших. У працях, вказаних авторів приведені дослідження процесу свердління наскрізних отворів, проте, як встановили експериментальні дослідження і розрахункові теоретичні схеми, процес свердління наскрізних отворів має свої особливості і їх доцільно досліджувати.

Мета досліджень

Метою дослідження є обґрунтування необхідності зміни подачі свердла при його виході з деталі з урахуванням жорсткості вертикально-свердильних верстатів, фізико-механічних властивостей матеріалу заготовки, заточення свердел та інше.

Результати досліджень

Величина подачі повинна призначатися з врахуванням як міцності механізму подач верстата і

самого свердла так і його стійкості, фізико-механічних властивостей матеріалу заготовки, експлуатаційної надійності і довговічності. Значення подач S_1 і S_2 , що допускаються відповідно міцністю свердла і його стійкістю можуть бути визначені з відомих залежностей:

$$S_1 = C_s d^{xs} \quad (1)$$

$$S_2 = \left(\frac{P_{кр}}{\alpha^{xp} C_p} \right)^y = \left(\frac{\pi^2 EI}{C_p \mu^2 l^2 \alpha^{xp}} \right)^y \quad (2)$$

де: S_1 і S_2 - значення подач;

C_s і C_p - коефіцієнти, що враховують вплив фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу відповідно на величину подачі й осьового зусилля;

E - модуль пружності матеріалу звірила (для сталі $2 \cdot 10^4$ кгс/мм²);

I - мінімальний осьовий момент інерції (для свердлів $I = 0,004d^4$);

d - діаметр свердла;

μ - коефіцієнт приведеної довжини (для свердла, розглянутого у вигляді балки із затисненим одним кінцем і шарнірно-встановленими іншим - $\mu = 0,7$);

l - довжина виступаючої з патрона частини

свердла $l = (1,15 \dots 1,2)kd$ тут $k = \frac{l_0}{d}$

l_0 - довжина на робочій частині;

$$X_s, X_p \text{ і } Y_p = \frac{1}{Y}$$

показники ступенів, що відображають впливи відповідного параметра або їх сукупності на величину подачі ($X_s = 0,6$; $X_p = 1,0$ 0; $Y = 1,43$ - для сталі і $Y = 1,25$ - для чавунів).

Підставивши відповідне значення рівняння (1) у рівняння (2) і виконавши перетворення, одержимо:

$$S_2 = C_0 d^Y, \quad (3)$$

$$C_0 = \left(\frac{8,22}{C_p} \right)^y$$

де C_0 - величина постійна для конкретного матеріалу заготовки і свердла.

Із залежностей (2) і (3) видно, що подачі, обумовлені міцністю й стійкістю свердла є функціями їх діаметрів. Аналіз довідкових даних показує, що $C_s > C_0$ а $Y > 1$, тому можна припустити, що при одних значеннях діаметрів свердел подача буде

лімітуватися стійкістю, а при інших обмежуватися їхньою міцністю, а в третіх фізико-механічними властивостями матеріалу заготовки. Для визначення областей значень подач, що визначаються тим або іншим обмеженням введемо позначення:

$$C_s = K_1 C_0; \quad Y = k_2 X_s \text{ причому } K_1 \text{ і } K_2 > 1.$$

Розділивши рівняння (1) на (3) одержимо:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{K_1}{\alpha^{X_s(K_2-1)}}, \quad (4)$$

У випадку, коли подача лімітується стійкістю свердел, то $S_2 < S_1$, а отже $\frac{S_1}{S_2} < 1$, і це має місце

при значеннях діаметрів свердел, обумовлених із залежності:

$$d < K_1^{\frac{1}{X_s(K_2-1)}} \quad (5)$$

Якщо лімітуючим фактором є міцність свердла, тоді $S_1 < S_2$, а $\frac{S_1}{S_2} < 1$, а значення діаметрів при цій

умові визначаються з виразу:

$$d > K_1^{\frac{1}{X_s(K_2-1)}} \quad (6)$$

При, $S_1 = S_2$, $d = K_1^{\frac{1}{X_s(K_2-1)}}$ і подача свердла обмежується рівною мірою одночасно як його міцністю так і стійкістю.

Для свердел більших діаметрів обмежуючим параметром значень подач є зусилля $P_{мб}$, що допускається міцністю механізму подач. У цьому випадку значення подач можна визначити, використавши відому залежність

$$S_3 \leq C_1 \frac{1}{d^Y} \quad (7)$$

$$C_1 = \left(\frac{P_{мб}}{C_p} \right)^Y$$

де $C_1 = const.$ для конкретних умов обробки

Розділивши почленно рівняння (1) на (7) і

$$\frac{S_1}{S_3} = 1$$

врахувавши, що необхідно виконання умови $\frac{S_1}{S_3} = 1$, після обчислень одержимо значення діаметрів, що відповідають заданій умові:

$$d \geq \left(\frac{C_1}{C_s} \right)^{\frac{1}{X_s+Y}} \quad (8)$$

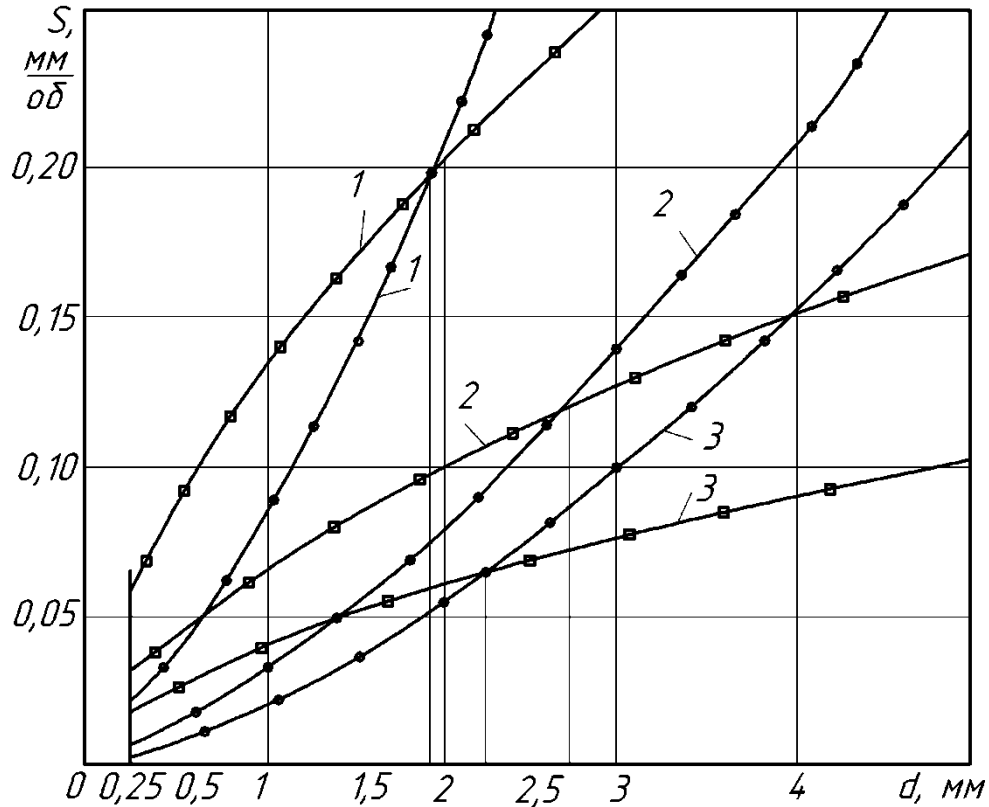


Рис. 1. Графіки залежності подач від діаметрів свердел, побудовані з умов:

- - міцність свердел на кручення;
- - стійкість свердла;

1 – для чавунів з HB 170; 2 – для сталі з $\sigma_B = 75H / \text{мм}^2$; 3 – для сталі з $\sigma_B = 100H / \text{мм}^2$.

Fig. 1. Flow charts for drill diameters based on conditions:

- - torsion drill strength;
- - drill resistance;

1 - for cast iron with HB 170; 2 - for steel with $\sigma_B = 75H / \text{мм}^2$; 3 - for steel with $\sigma_B = 100H / \text{мм}^2$.

Таким чином на всьому діапазоні діаметрів значення подач визначаються з залежності:

$$S = \psi(d) = \begin{cases} \left(\frac{8,22}{C_p} \right)^Y d^Y & \text{при } 0 < d \leq \left(\frac{C_s C_p^Y}{8,22^Y} \right)^{\frac{1}{Y-X_s}} \\ C_s d^{X_s} & \text{при } \left(\frac{C_s C_p^Y}{8,22^Y} \right)^{\frac{1}{Y-X_s}} \leq d \leq \left(\frac{P_{M.II.}^Y}{C_s C_p^Y} \right)^{\frac{1}{X_s+Y}} \\ \left(\frac{P_{M.II.}}{C_p} \right)^Y \frac{1}{d^Y} & \text{при } d > \left(\frac{P_{M.II.}^Y}{C_s C_p^Y} \right)^{\frac{1}{X_s+Y}} \end{cases} \quad (9)$$

Аналіз виразу (9) показує, що при малих діаметрах свердел обмежуючою умовою величин подач є їхня стійкість, і тільки починаючи з певних діаметрів параметрами, що лімітують, процес свердління стають міцність свердел і механізму подачі.

Як приклад на рис.1 показані графіки залежності величини подач від діаметрів свердел, визначених з

умов їх стійкості й міцності при свердлінні сталей з $\sigma_B = 75 \text{ кгс} / \text{мм}^2$, $\sigma_B = 100 \text{ кгс} / \text{мм}^2$ і чавунів із HB 170.

У загальному випадку на підставі рівняння (9) характер залежності $S = \psi(d)$ виразиться графіком наведеному на рис.2.

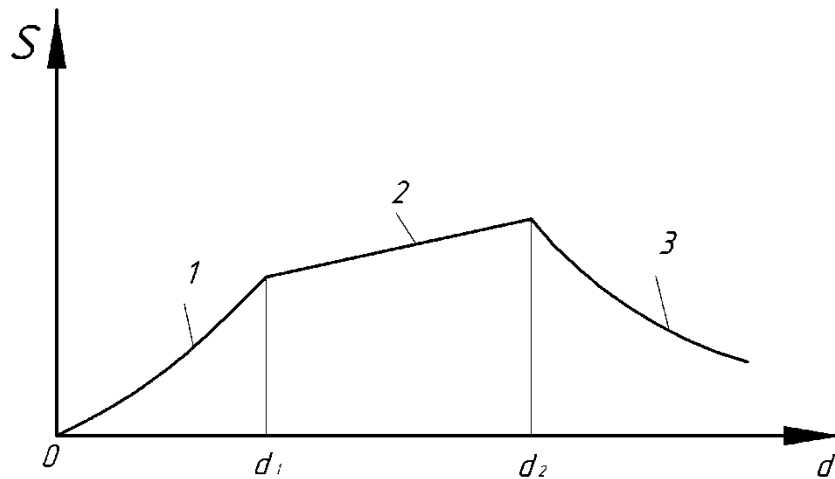


Рис. 2. Характер залежності $S = \psi(d)$

1 - обмеження подачі по стійкості; 2 - обмеження подачі по міцності свердла на крутіння; 3 - обмеження подачі по міцності механізму подачі

Fig. 2. The nature of the addition $S = \psi(d)$

1 - feed restriction on stability; 2 - limiting the feed strength of the drill bit for torsion; 3 - limitation of feeds on the strength of the feed mechanism

Значення осевого зусилля P_0 при свердлінні свердлами різних діаметрів визначається з урахуванням рівняння (9) по формулі:

$$P_0 = C_p d [\psi(d)]^{y_p} \quad (10)$$

Так, як величини діаметрів в інтервалі $0 < d \leq d_{\max}$ (див. рис. 2) невеликі $d_{\max} = 2,5 - 3$ мм, то значення P_0 для таких свердел будуть незначні. Враховуючи те що в цьому інтервалі подачі вибираються з умови стійкості свердел, будемо вважати свердло абсолютно жорстким у поздовжньому напрямку. Знаючи приведену жорсткість верстата - $C_{пр}$ можемо знайти переміщення шпинделя Δ , як результат пружних деформацій деталей верстата від впливу осевої сили - P_0 .

$$\Delta = \frac{P_0}{C_{пр}} = \frac{C_p d [\psi(d)]^{y_p}}{C_{пр}} \quad (11)$$

Слід зазначити, що наведена твердість верстата залежить від діаметра свердла, тому що цей параметр визначає необхідні частоти обертання шпинделя й значення подачі. У верстаті це відтворюється певними кінематичними ланцюгами тобто відповідною комбінацією зачеплень шестірень, валів, запобіжних пристроїв і т.д.

На підставі вищевикладеного впливає, що процес виходу свердел може мати різний характер.

Для свердел, діаметри яких перебувають в інтервалі:

$$0,25 \leq d \leq \left(\frac{C_s C_p}{8,22^y} \right)^{\frac{1}{y-x_s}} \quad (12)$$

внаслідок малої подачі і осевої сили різання величина приведеної до шпинделя пружної деформації деталей верстата незначна. Тому, при виході свердла з заготовки, збільшенням подачі через наявність незначних пружних деформацій верстата

можна знехтувати і вважати її постійною. Коли в момент виходу свердла шар металу під його ріжучими лезами починає випучуватися і розриватися з утворенням тріщин і своєрідних консольно-закріплених пелюсток, то під впливом конічної частини свердла, що рухається, вони звиваючись, утворюють заусениці. Якщо врахувати, що для свердел зазначених діаметрів величина подачі встановлювалася з умови забезпечення їх стійкості і з певним запасом міцності на кручення (див. рис. 1) а також і те, що в міру заглиблення свердла в процесі свердління збільшується коефіцієнт наведеної довжини μ то на виході свердла параметром, що лімітує подачу, стає допустиме значення крутного моменту. У такий спосіб представляється можливим, регулювати величину подачі в сторону зменшення чи збільшення в залежності від фізико-механічних властивостей матеріалу заготовки, на величину $\Delta S = C_s d^{x_s} - C_0 d^y$ й зрізати при цьому допоміжними лезами, що утворюються заусениці.

Для свердел, діаметри яких більше величини $\left(\frac{C_s C_p}{8,22^y} \right)^{\frac{1}{y-x_s}}$ і подача лімітується їхньою міцністю характер зміни подачі на виході в основному визначається наведеною жорсткістю верстата.

Якщо діаметри свердел незначно більше величини $\left(\frac{C_s C_p}{8,22^y} \right)^{\frac{1}{y-x_s}}$, а виникає при цьому

осеве зусилля P_0 викликає деформації верстата $\Delta = \kappa_0 S_1$, де $\kappa_0 = 0,2 \dots 0,3$, то практично при виході свердла подачу слід залишати незмінною. Для цього випадку граничні значення діаметрів свердел можна визначити з наступних міркувань. Знаючи

приведену до шпинделя жорсткість верстата й використавши залежності (9) і (10) можна записати

$$\Delta = \frac{P_0}{C_{np}} = \frac{C_p d [\psi(d)]^{Yp}}{C_{np}}, \quad (13)$$

але оскільки $S_1 = S_s d^{Xs}$, то тоді
 $\kappa_0 C_s d^{Xs} C_{np} = C_p d (C_s d^{Xs})^Y$

Розв'язавши рівняння (10) відносно d , при максимальному значенні K_0 одержимо:

$$d \leq \left(\frac{k_{0\max} C_{np} C_s^{1-Y}}{C_p} \right)^{\frac{1}{1+Xs(Y-1)}} \quad (15)$$

Для свердел, діаметри яких більше значень наведених у формулі (15) виникає необхідність зменшувати подачу. Момент початку зменшення подачі свердла повинен починатися на відстані від нижнього торця оброблюваної деталі рівному величині, приведеної деформації привода до шпинделя, що виражається з врахуванням (15) функції діаметра свердла залежністю:

$$\sigma = \frac{C_p d C_s^Y d^{0,6Y}}{C_{np}} = C_2 d^{0,6Y} \quad (16)$$

Таким чином, величина небезпечної зони, по досягненню якої слід зменшувати подачу на підставі (16) залежить від: фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу, приведеної до шпинделя жорсткості привода верстата й діаметра свердла.

Висновки

1. Отримані залежності дають можливість для кожного конкретного випадку визначити закони зміни подачі свердла в процесі його виходу з наскрізного отвору заготовки. Отримані дані є вихідними при розробленні й проектуванні спеціальних приводів і пристроїв, що забезпечують автоматичну зміну подачі при виході інструмента, а тим самим підвищення ефективності і якості обробки, а також підвищення експлуатаційної надійності свердел і їх захисту від поломок.

Список літератури

1. Нагорняк С. Г., Луцив І. В. Обработка отверстий большого диаметра инструментами с адаптивной кинематической связью. Технология и организация производства. 1987. № 4. С. 27–29.
2. Косилов А. Г. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. Москва. Машиностроение, 1995. Т. 2. 495 с.
3. Ящерицын П. И. Основы резания материалов и режущий инструмент. Минск. Высшая школа, 1981. 560 с.
4. Бобров В. Ф. Основы теории резания металлов. Москва. Машиностроение, 1975. 344 с.
5. Васин С. А., Верещака А. С., Кушнер В. С.

Резание металлов: Термодинамический подход к системе взаимосвязей при резании: Учебн. для техн вузов. Москва. Издательство МГТУ им. Н. З. Баумана, 2001. 448 с.

6. Грановский Г. И., Грановский В. Г. Резание металлов. Москва. Высшая школа, 1985. 304 с.
7. Крагельский И. В. Трение и износ. Москва. Машиностроение, 1968. 480 с.
8. Кожевников Д. В., Кирсанов С. В. Резание металлов. Москва. Машиностроение, 2007. 303 с.
9. Лоладзе Т. Н. Износ режущего инструмента. Москва. Машиностроение, 1958. 480 с.
10. Лоладзе Т. Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента. Москва. Машиностроение, 1982. 320 с.
11. Макаров А. Д. Оптимизация процессов резания. Москва. Машиностроение, 1966. 278 с.
12. Подураев В. Н., Камалов В. С. Физико-химические методы обработки. Москва. Машиностроение, 1973. 346 с.
13. Грабар І. Г. Теорія різання: навчальний посібник. Житомир: ЖДТУ, 2006. 250 с.
14. Арморего И. Дж., Браун Р. Х. Обработка материалов резанием. Пер. с англ. Москва. Машиностроение, 1977. 329 с.
15. Гаркунов Д. Н. Триботехника. Москва. Машиностроение, 1989. 328 с.
16. Остафьев В. А. Расчет динамической прочности режущего инструмента. Москва. Машиностроение, 1979. 168 с.
17. Физические основы процесса резания металлов. Под ред. Остафьева В. А. Киев. Высшая школа. 1976. 135 с.
18. Якимов А. В., Слободяник П. Т., Усов А. В. Теплофизика механической обработки. Киев. Одесса: Лыбидь, 1991. 240 с.
19. Резников А. Н. Теплофизика процессов механической обработки материалов. Москва. Машиностроение, 1981. 279 с.
20. Розенберг Ю. А. Резание материалов. Учебник для техн. вузов. Курган: Изд-во ОАО Полиграфический. Зауралье: 2007. 294 с.
21. Ящерицын П. И., Еременко М. Л., Фельдштейн Е. З. Теория резания. Физические и тепловые процессы в технологических системах. Минск: Выща школа. 1990. 512 с.

References

1. Nagornyak S. G., Lutsiv I. V. (1987). Usinage de trous de grand diamètre avec des outils cinématiques adaptatifs. Technologie et organisation de la production. N° 4. 27–29.
2. Kosilova, A. G. (1995). Technologue-construteur de machines de référence: en 2 t. Kosilova, R.K. Meshcheryakov. M.: Ingénierie. T. 2. 1985. 495.
3. Yashcheritsyn, P. I. (1981). Bases des matériaux de coupe et des outils de coupe. P. I. Yashcheritsyn, L. M. Eremenko, N. I. Zhigalko. Mn.: Vysh. École, 560.
4. Bobrov V. F. (1975). Fondements de la théorie de la coupe du métal. M. Génie mécanique, 344.
5. Vasin S. A., Vereshchak A. S., Kushner V. S.

(2001). Coupe du métal: approche thermodynamique du système de relations dans la coupe: Manuel. pour les universités de technologie. M.: Maison d'édition de MGTU im. N. Z. Bauman, 448.

6. *Granovsky G. I., Granovsky V. G.* (1985). Coupe de métal. M.: École supérieure, 304.

7. *Kragelsky I. V.* (1968). Friction et usure. M.: Génie mécanique, 480.

8. *Kozhevnikov D. V., Kirsanov S. V.* (2007). Coupe de métal. M.: Ingénierie, 303.

9. *Loladze T. N.* (1958). Usure d'un outil de coupe M.: Mechanical Engineering, 480.

10. *Loladze T. N.* (1982). Résistance et résistance à l'usure d'un outil de coupe M.: Mechanical Engineering, 320.

11. *Makarov A. D.* (1966). Optimisation des processus de coupe. M.: Engineering, 278.

12. *Poduraev V. N., Kamalov V. S.* (1973). Méthodes de traitement physico-chimiques. M.: Engineering, 346.

13. Theory of Rezannya: The First Courier. Zhytomyr (2006): ZhDTU, 250.

14. *Armored I. J., Brown R. H.* (1977). Cutting materials. Per. from English M.: Engineering, 329.

15. *Garkunov D. N.* (1989). Tribotechnology. M.: Engineering, 328.

16. *Ostafiev V. A.* (1979). Calculation of the dynamic strength of the cutting tool. M.: Mechanical engineering, 168.

17. The physical basis of the metal cutting process. Ed. *Ostafieva V. A.* (1976). K.: Higher school. 135.

18. *Yakimov A. V., Slobodiannik P. T., Usov A. V.* (1991). Thermophysics of machining. TO.; Odessa: Lybid, 240.

19. *Reznikov A. N.* (1981). Thermophysics of the processes of mechanical processing of materials M.: Mechanical Engineering, 279.

20. *Rosenberg Yu. A.* (2007). Cutting materials. The textbook for tech. Universities. Kurgan: Publishing House OJSC Printing. Zauralie. 294.

21. *Lizard P. I., Eremenko M. L., Feldstein E. Z.* (1990). Theory of cutting. Physical and thermal processes in technological systems. Minsk: High. school. 512.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ПОДАЧИ СВЕРЛЕНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ СКВОЗНЫХ ОТВЕРСТИЙ

М. Б. Клендїй, М. І. Клендїй, Р. В. Шатров

Аннотация. Целью исследования является обоснование необходимости изменения подачи сверла при его выходе из детали с учетом жесткости вертикально-сверлильных станков, физико-механических свойств материала заготовки, заточки сверл и другое. Объектом исследования является технологический процесс сверления сквозных отверстий на станках с механической подачей. Предметом исследования являются закономерности протекания процесса сверления сквозных отверстий и влияние на них режимов резания.

В работе приведены теоретические зависимости для назначения подач в зависимости от диаметров используемых сверл, определение зоны, начиная с которой необходимо уменьшать подачу, определения

значений осевого усилия при сверлении отверстия.

Полученные теоретические зависимости для определения значений величин подач станка в зависимости от диаметра сверла с учетом различных ограничений, а именно: устойчивости и прочности сверл, прочности механизма подач станка, а также для определения величины зоны выпучивания, при достижении сверлом которой необходимо уменьшить подачу.

Результаты установлено, что для повышения эксплуатационной надежности сверл и их защиты от поломок необходимо на выходе инструмента из детали автоматически уменьшать величину подачи.

Ключевые слова: подача, отверстие, осевое усилие, сверления.

THEORETICAL JUSTIFICATION OF REGULATION OF BORROWING SUBMISSION FOR HANDLING HOLES

M. B. Klendii, M. I. Klendii, R. V. Shatrov

Abstract. The purpose of the study is to substantiate the need to change the feed of the drill at its exit from the part taking into account the rigidity of the vertical-drilling machines, the physical and mechanical properties of the workpiece material, sharpening drills and more. The object of the study is the technological process of drilling through holes on machines with mechanical feed. The subject of the study is the regularity of the process of drilling through holes and the influence of cutting modes on them.

The paper presents theoretical dependencies for the purpose of feeding depending on the diameters of the drills used, the determination of the zone from which it is necessary to reduce the flow, the determination of the values of the axial force when drilling the hole.

Theoretical dependences were obtained to determine the values of the machine feeds, depending on the diameter of the drill, taking into account various restrictions, namely: the stability and strength of the drills, the strength of the machine feed mechanism, as well as to determine the size of the zone of production, when reaching the drill which must reduce the flow.

Results: It is found that to increase the operational reliability of the drill bits and to protect them from breakage, it is necessary to automatically reduce the feed size at the outlet of the tool.

Key words: feed, hole, axial force, drilling.

М. Б. Клендїй ORCID 0000-0001-8271-5381.

М. І. Клендїй ORCID 0000-0003-0762-7992.

Р. В. Шатров ORCID: 0000-0002-3596-0146.

УДК 631.361.022

АНАЛІЗ ВЗАЄМОЗВ'ЯЗКУ МІЖ ОСНОВНИМИ ПАРАМЕТРАМИ СИСТЕМ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

С. В. Смолінський

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: s_smolinsky@ukr.net.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 16, рис. 4, табл. 0.

Анотація. Метою дослідження є проаналізувати робочий процес та показники технічної характеристики зернозбиральних комбайнів для визначення існуючого взаємозв'язку між їх базовими параметрами. Об'єктом дослідження є робочий процес зернозбирального комбайна. Предметом дослідження є взаємозв'язок між параметрами елементів зернозбирального комбайну: жатної частини, молотильної системи, соломотряса, очисних решіт.

При русі технологічного матеріалу в зернозбиральному комбайні відбувається його взаємодія з робочими елементами. На режими роботи елементів зернозбирального комбайна впливають параметри і режими роботи попередніх елементів.

При дослідженні процесу подачі хлібної маси в молотильний апарат отримано вираз, що пов'язує параметри і режими роботи молотильного апарата, жатної частини і характеристики зернових культур. Згідно аналізу показників технічної характеристики сучасних зернозбиральних комбайнів із інформаційних проспектів фірм-виробників встановлено взаємозв'язок між основними параметрами елементів комбайнів.

Результати: встановлено взаємозв'язок між основними параметрами елементів сучасних зернозбиральних комбайнів.

Ключові слова: зернозбиральний комбайн, елементи комбайна, молотильний апарат, параметри, режими роботи.

Постановка проблеми

Статистичні дані показують постійне зростання як в Україні, так і у всьому світі обсягів виробництва зерна. Одночасно з цим зростає рівень технічного забезпечення галузі. Застосовується більш продуктивна і потужна техніка для вирощування і збирання зернових культур. Це сприятиме розвитку галузі та рентабельності виробництва.

Для збирання зернових культур застосовуються високоефективні самохідні зернозбиральні комбайни провідних фірм-виробників CLAAS, JOHN DEERE, NEW HOLLAND, FENDT, MESSEY FERGUESON,

SAMPO та інші, які мають особливості в конструктивному виконанні та відрізняються показниками технічної характеристики. Але в цілому, зернозбиральні комбайни – це складна динамічна система, до складу якої входять елементи, кожен із яких можна також розглянути як окрему систему. Кожен із елементів зернозбирального комбайну взаємопов'язаний із іншими елементами та характеризується параметрами і режимами роботи. Одночасно із конструктивними особливостями при виборі необхідної збиральної машини звертається увага фахівців на параметри комбайна, оскільки їх величина може свідчити наскільки машина відповідає виробничим вимогам. Крім того, для ефективної і надійної роботи комбайна необхідно, щоб параметри і режими роботи окремих елементів були взаємопов'язані між собою

Аналіз останніх досліджень

Роботи багатьох авторів [1-12] містять результати досліджень процесів зернозбиральних комбайнів та аналізу взаємодії хлібної маси з робочими елементами збиральних машин. В роботі [13, 14] проаналізовано основні показники технічної характеристики зернозбиральних комбайнів та отримано функціональні і графічні залежності між ними.

Але з огляду на динамічність робочого процесу зернозбирального комбайна та мінливість величини подачі хлібної маси в молотильну систему виникла необхідність аналізу взаємозв'язку між основними параметрами комбайнів з огляду на досягнення необхідних показників ефективності виконання процесу.

Мета досліджень

Метою дослідження є проаналізувати робочий процес та показники технічної характеристики зернозбиральних комбайнів для визначення взаємозв'язку між їх базовими параметрами.

Результати досліджень

Зернозбиральний комбайн представимо як складну систему, до складу якої входять окремі взаємопов'язані елементи. Виділимо основні технологічні елементи – жатну частину (I), молотильну систему (II), соломоочисник (III) та решітну систему очистки (IV). На основі проведеного аналізу процесу роботи зернозбирального комбайна та впливу параметрів і режимів роботи окремих елементів на ефективність роботи комбайна представимо взаємозв'язок між ними у вигляді схеми (рис. 1). При цьому кожен елемент системи характеризується параметрами R_i та режимами роботи T_i .

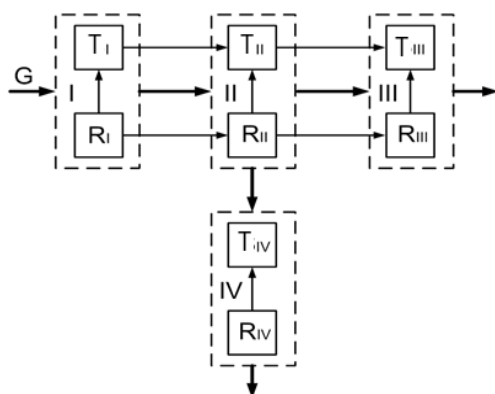


Рис. 1. Схема взаємозв'язку між параметрами і режимами роботи елементів зернозбирального комбайна: I - жатна частина, II - молотильна система, III - соломоочисник, IV - решітна система очистки

Fig. 1. Scheme of the relationship between the parameters and regimes of the combine harvester: I - header, II - thresher, III - straw wolver, IV - sieve cleaning system

Представлена схема визначає взаємний вплив між параметрами і режимами роботи молотильної системи, соломоочисника та решітної системи очистки.

Для встановлення взаємозв'язку між параметрами і режимами роботи жатної частини та молотильної системи було розглянуто умову ефективної роботи у вигляді

$$Q < q, \quad (1)$$

де Q - подача хлібної маси від жатної частини в молотильну систему, q - пропускна здатність молотильної системи.

Після аналізу складових умови (1) згідно [12, 15] та представлення їх у вигляді залежності між параметрами і режимами роботи елементів комбайна та характеристики хлібостою отримано вираз

$$\frac{V(t)}{n\delta_0} < 30 \frac{\rho_1 \rho_2 D L \alpha}{[C_0(\rho_1 - \rho_2) + \rho_1]} \times \frac{1}{\left\{ 10^{-3} B K_B(t) \left[\frac{U_I(x, y) + K_H(H) U_{II}(x, y)}{(C_0(\rho_1 - \rho_2) + \rho_1)} \right] \right\}} \quad (2)$$

де $V(t)$ – робоча швидкість поступального руху зернозбирального комбайна; n - частота обертання молотильного барабана; δ_0 - зазор між барабаном і підбарабанням на вході в молотильний апарат; ρ_1, ρ_2 - густина зерна і соломи; D - діаметр молотильного барабана; L - довжина молотильного барабана; α - кут обхвату молотильного барабану декою; C_0 - вміст зерна у воросі, що подається у молотильний зазор; B - ширина захвату жатки; U_I, U_{II} - врожайність зерна і соломи; K_B - коефіцієнт використання ширини захвату жатки; $K_H(H)$ - коефіцієнт впливу висоти зрізу H на подачу незернової частини врожаю в молотильну систему.

Було також проведено аналіз базових показників технічної характеристики зернозбиральних комбайнів, що визначають ефективну роботу збирального агрегату. В результаті аналізу показників технічної характеристики 28 серій зернозбиральних комбайнів з класичною схемою молотарки (CLAAS, JOHN DEERE, NEW HOLLAND, FENDT, MESSEY FERGUESON та інші), 11 серій комбайнів з роторним молотильно-сепарувальним пристроєм (JOHN DEERE, CASE, NEW HOLLAND, FENDT, MESSEY FERGUESON та інші) та 7 серій збиральних машин із комбінованою (або гібридною) молотаркою [16] встановлено, що для комбайнів із класичною схемою молотарки параметри становлять: діаметр молотильного барабана - 0,45...0,8 м, довжина молотильного барабана - 1,06...1,7 м, площа деки - 0,51...2,25 м², площа соломотряса - 4,13...9,9 м², площа очисних решіт - 3...7,1 м², об'єм зернового бункера - 4,9...12,5 м³, потужність двигуна комбайна - 175...449 к.с. У комбайнів із роторним молотильно-сепарувальним пристроєм діаметр ротора становить 0,559...0,762 м, довжина ротора - 2,235...4,838 м, площа очисних решіт - 5,2...6,5 м², об'єм зернового бункера - 10,57...14,5 м³, потужність двигуна - 330...674 к.с. Комбайни із комбінованою / гібридною схемою молотарки обладнуються молотильними апаратами з діаметром барабана 0,45...0,6 м та довжиною 1,42...1,7 м, роторним соломоочисником з двома (в деяких марках - з одним) роторами діаметром 0,445...0,765 м, довжиною 3,2...4,2 м, а площа решіт при цьому становить 5,1...6,2 м², об'єм бункера - 10,0...12,3 м³, потужність двигуна - 378...524 к.с.

На основі аналізу відомих досліджень функціонування зернозбирального комбайна і окремих його елементів [1-12] встановлено, що основними параметрами, які мають найбільший вплив на показники ефективності збирання, визначено площу молотильної системи (у тому ж числі і деки), площу соломоочисника та площу системи очистки.

На основі проведеного аналізу отримано кореляційні залежності між зазначеними параметрами:

для комбайнів з барабанною системою обмолоту: залежність площі соломотряса S_2 від площі деки S_1 :

$$S_2 = -1,2401S_1^2 + 5,9233S_1 + 1,9531,$$

залежність площі решіт S_3 від площі S_1 деки:

$$S_3 = -2,4724S_1^2 + 7,8772S_1 - 0,1704,$$

залежність площі деки S_1 від ширини захвату жатки B :

$$S_1 = 0,0989B + 0,3978,$$

залежність потужності двигуна N від площі деки S_1 :

$$N = 67,38S_1 + 235,48,$$

залежність об'єму зернового бункера W від площі деки S_1 :

$$W = 1,9131S_1 + 6,653,$$

залежність площі деки S_1 від площі поверхні молотильного барабана S_0 :

$$S_1 = -0,2395S_0^2 + 1,7597S_0 - 1,9087,$$

залежність потужності двигуна комбайна N від площі деки S_1 , площі соломотряса S_2 та площі решіт S_3 :

$N = -51,1566 + 6,75347S_1 + 9,781S_2 + 55,15244S_3$,
залежність об'єму зернового бункера W від площі деки S_1 , площі соломотряса S_2 та площі решіт S_3 :

$W = -0,87214 + 0,664587S_1 + 0,04959S_2 + 1,647S_3$,
- для комбайнів з роторним МСП:

залежність площі решіт S_2 від площі поверхні ротора S_1 :

$$S_2 = -0,021S_1^2 + 0,4996S_1 + 3,3138,$$

залежність потужності двигуна комбайна N від площі поверхні ротора S_1 :

$$N = -1,2677S_1^2 + 49,547S_1 + 189,25,$$

залежність об'єму зернового бункера W від площі поверхні ротора S_1 :

$$W = -0,0253S_1^2 + 0,591S_1 + 10,131.$$

Графічна інтерпретація деяких із зазначених кореляційних залежностей представлена на рис. 2, рис. 3, рис. 4. Кореляційні залежності і їх графічна інтерпретація підтверджує про існування кореляційного зв'язку між параметрами елементів зернозбиральних комбайнів.

В результаті апроксимації даних встановлено, що більшим розмірам барабана в молотильному апараті класичної схеми відповідають більші площі деки (рис. 2), а це дозволить більш повно здійснювати обмолот та сепарацію зерна через деку. Зменшення площі деки можна досягнути попереднім обмолотом або активізацією деки.

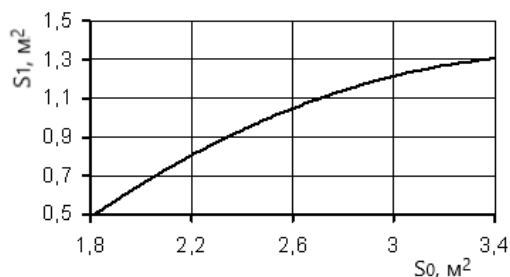


Рис. 2. Графік залежності площі деки від робочої площі поверхні молотильного барабана для зернозбиральних комбайнів барабанного типу.

Fig. 2. Graphs for the dependence of the deck area on the threshing drum surface area for drum grain harvesters.

Збільшення площі деки молотильної системи потребує і застосування соломотряса та очисних решіт більшої площі (рис. 3). Але при відповідному налаштуванні молотильної системи зменшуватиметься потреба у збільшенні площі соломотряса.

Із графічної залежності потужності двигуна від площі деки (рис. 4) випливає, що збільшення розмірів молотильного барабана, а відповідно, і соломотряса, і решітної системи очистки потребує застосування двигунів зернозбиральних комбайнів більшої потужності.

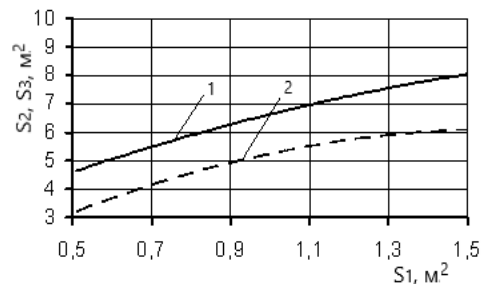


Рис. 3. Графіки залежності площі соломотряса (1) та площі решіт (2) від площі деки для зернозбиральних комбайнів барабанного типу

Fig. 3. Graphs for the dependence of the straw walker area (1) and the sieves area (2) on the deck area for drum grain harvesters

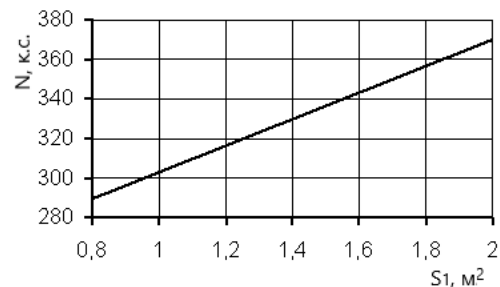


Рис. 4. Графік залежності потужності двигуна від площі деки для зернозбиральних комбайнів барабанного типу

Fig. 4. Graphs for the dependence of engine power on the deck area for drum grain harvesters

Потребу у збільшенні параметрів соломотряса, решітної системи очистки та потужності двигуна можна зменшити шляхом застосування систем адаптації, які дозволять працювати окремим елементам системи оптимально. Крім того, при проектуванні параметрів і режимів роботи елементів зернозбирального комбайна та їх адаптації до умов роботи серед основного необхідно приймати до уваги характеристики молотильної системи.

Висновки

1. В результаті проведеного аналізу робочого процесу та показників технічної характеристики сучасних зернозбиральних комбайнів встановлено існування взаємозв'язку між параметрами і режимами роботи жатної частини, молотильної системи, соломоочисника та системи очистки, які суттєво впливають на показники ефективності роботи зернозбирального комбайна в цілому.

2. До основних шляхів зменшення параметрів елементів систем слід віднести інтенсифікацію проце-

сів окремих елементів зернозбиральних комбайнів та адаптацію їх режимів роботи до умов збирання.

Список літератури

1. Липкович Э. И. Процессы обмолота и сепарации в молотильных аппаратах зерноуборочных комбайнов. Зерноград, 1973. 168 с.
2. Кленин Н. И. Исследование вымолота и сепарации зерна: дисс... докт. техн. наук. Москва, 1977. 424 с.
3. Алферов С. А., Багрянец В. С. Обмолот и сепарация зерна в молотильных устройствах как вероятный процесс. Тракторы и сельхозмашины. 1972. №4. С. 10-13.
4. Жалнин Э. В. Методические вопросы построения общей теории процессов обмолота и сепарации зерна в зерноуборочных комбайнах. Науч.-тех. бюллетень ВИМ. 1982. Вып. 52. С. 22-29.
5. Špokas L., Steponavičius D., Petkevičius S. Impact of technological parameters of threshing apparatus on grain damage. Agronomy Research. 2008. №6. pp. 367–376.
6. Богус Ш. Н. Анализ и синтез молотильно-сепарирующих устройств рисо-зерноуборочных комбайнов: дисс... докт. техн. наук. Краснодар, 2005. 526 с.
7. Демко А. А., Надточій О. В., Демко О. А. Метод визначення пропускної здатності молотильно-сепарувального пристрою зернозбиральних комбайнів з урахуванням зміни техніко-експлуатаційних характеристик Техніка і технології АПК. 2012. №2. С. 32–35.
8. Занько Н. Д. Влияние технических параметров молотилки зерноуборочного комбайна с барабанным молотильно-сепарирующим устройством на ее функциональные показатели назначения. Конструирование, производство та експлуатація сільськогосподарських машин. 1999. Вип. 28. С. 174-180.
9. Ловейкін В. С., Ляшко А. П. Аналіз конструкції молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна. Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій. Тернопіль, 2015. С. 108–109.
10. Bernhardt G., Bischoff L., Herlitzius T. Maschinenuntersuchung funktionaler Baugruppen von Mähdreschern. Agrartechnische Forschung. 2 (1996). H. 2. S. 138-143.
11. Дудак, С. М., Грицака О. М., Спірін А. В. Кінетика процесу вимолоту зерна зернозбиральними комбайнами. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. 2015. №1(89). Том 1. С.53-56.
12. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Недовесов В. І., Ляшко А. П. Обґрунтування параметрів молотильно-сепаруючого пристрою тангенціального типу зернозбирального комбайна. Київ, 2016. 238 с.
13. Смолінський С. В. Аналіз взаємозв'язку між базовими параметрами сучасних зернозбиральних комбайнів. Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. Харків, 2010. Вип. 93 Т.1. С. 182-186.

14. Смолінський С. В. Аналіз впливу параметрів молотильного апарату зернозбирального комбайна на процес обмолоту зернових культур. Machinery & Energetics. 2018, Vol. 9, No. 3, 271 - 174-182.

15. Войтюк Д. Г., Аніскевич Л. В., Барановський В. М., Волянський М. С., Гуменюк Ю. О., Мартишко В. М., Онищенко В. Б., Сівак І. М., Смолінський С. В. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. Київ, 2018. 736 с.

16. Проспекти фірм CLAAS, JOHN DEERE, MESSEY FERGUESON, NEW HOLLAND, SAMPO.

References

1. Lipkovich, E. I. (1973). Threshing and separation processes in threshing machines of combine harvesters. Zernograd, 168.
2. Klenin, N. I. (1977). Research of threshing and grain separation. Moskva, 424.
3. Alferov, S. A., & Braginetz, V. S. (1972). Threshing and grain separation in threshing mechanism as probable process. Tractors and agricultural machinery, 4, 10-13.
4. Zhalnin, E. V. (1982). Methodical points for the general theory of threshing and grain separation in grain harvester combines. Scientific and technical table of the Union institute of agricultural mechanization, 52, 22-29.
5. Špokas, L., Steponavičius, D., Petkevičius, S. (2008) Impact of technological parameters of threshing apparatus on grain damage. Agronomy Research, 6, 367–376.
6. Bogus, Sh. N. (2005). Analysis and synthesis of threshing and separating devices for rice-combine harvesters. Krasnodar, 526.
7. Demko, A. A., Nadtochy, O. V., Demko, O. A. (2012). The method of determining the capacity of the threshing and separating device of combine harvesters taking into account the change of technical and operational characteristic. Engineering and technology of agro-industrial complex, 2, 32–35.
8. Zanko, N. D. (1999). The influence of the thresher technical parameters of combine harvester with drum threshing and separating device on its functional indicators. Design, production and operation of agricultural machines, 28, 174-180.
9. Loveikin, V. S., Lyashko, A. P. (2015). Analysis of the design of a threshing-separating device of the tangential type of combine harvester. Fundamental and applied problems of modern technologies. Ternopil, 108-109.
10. Bernhardt, G., Bischoff, L., Herlitzius, T. (1996). Machine research of functional parts of combine harvesters. Agrotechnical research, 2, 138-143.
11. Dudak, S. M., Grytzaka, O. M., Spirin, A. V. (2015). Kinetics of the grain threshing process in combine harvesters. Scientific papers of Vinnytsia National Agricultural University, 1(89), 1, 53-56.
12. Loveikin V. S., Chovnyuk Yu. V., Nedovesov V. I., Lyashko A. P. (2016). Substantiation of the parameters of the threshing and separating device of the tangential type of combine harvester. Kyiv, 238.

13. Smolinskyi, S. V. (2010). Analysis of the relationship between the basic parameters of modern combine harvesters. Herald of Harakov National Technical P. Vasilenko University of Agriculture, 93, 1, 182-186.

14. Smolinskyi, S. V. (2018). Analysis of the influence of the thresher parameters of combine harvesters on the process of crops threshing. Machinery & Energetics. 2018, Vol. 9, No. 3, 271. 174-182.

15. Voityuk D. G., Aniskevych L. V., Baranovskyi V. M., Volanskyi M. S., Humenyuk Yu. O., Martyschko V. M., Onischenko V. B., Sivak I. M Smolinskyi S. V. (2018). Agricultural machinery. Fundamentals of theory and determination. Kyiv, 736.

16. Brochures of firms CLAAS, JOHN DEERE, MESSEY FERGUESON, NEW HOLLAND, SAMPO.

АНАЛИЗ ВЗАИМОСВЯЗИ МЕЖДУ ОСНОВНЫМИ ПАРАМЕТРАМИ СИСТЕМ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

С. В. Смолинский

Аннотация. Целью исследования является проанализировать рабочий процесс и показатели технической характеристики зерноуборочных комбайнов для определения существующей взаимосвязи между их базовыми параметрами. Объектом исследования является рабочий процесс зерноуборочного комбайна. Предметом исследования является взаимосвязь между параметрами элементов зерноуборочного комбайна: жатной части, молотильной системы, соломотряса, очистных решет.

При движении технологического материала в зерноуборочном комбайне происходит его взаимодействие с рабочими элементами. На режимы работы элементов зерноуборочного комбайна влияют параметры и режимы работы предыдущих элементов.

При исследовании процесса подачи хлебной массы в молотильный аппарат получено выражение, связывающее параметры и режимы работы молотильного аппарата, жатной части и характеристики зерновых культур. Согласно анализу показателей технической характеристики современных зерноуборочных комбайнов по информационным проспектам фирм-производителей установлена взаимосвязь между основными параметрами элементов комбайнов.

Результаты установлены взаимосвязь между основными параметрами элементов современных зерноуборочных комбайнов.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, элементы комбайна, молотильный аппарат, параметры, режимы работы

ANALYSIS OF RELATIONSHIP BETWEEN THE MAIN PARAMETERS OF GRAIN HARVESTERS SYSTEMS

S. V. Smolinskyi

Abstract. The purpose of the research: to analyse the process and technical characteristics of combine harvesters and to determine the relationship between the basic parameters of harvesters. The object of research is the operation of combine harvester. The subject of

research is the relationship between the parameters of the combine harvester elements: the header, the threshing system, the straw walker, the sieves.

The material moves in the combine harvester and has interaction with the working elements. The parameters of the previous elements have an influence on the parameters of the next elements of the combine harvester.

During the study of material feeding into the thresher there are established an expression to unite the parameters of the thresher, the header and the characteristics of the grain crops. The relationship between the main parameters of harvester elements is established during the analysis of the technical characteristics for modern grain harvesters according to information brochures of firms.

Results: the relationship between the basic parameters for elements of the modern combine harvesters.

Key words: combine harvester, combine harvester elements, thresher, parameters, operating modes.

С. В. Смолинський ORCID 0000-0002-8186-7049.

УДК 633.521:631.358:62-192

ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ НАДІЙНОСТІ ЛЬОНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

А. С. Лімонт

Житомирський агротехнічний коледж, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція автора: lajla2412@ukr.net

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 10, рис. 1, табл. 1.

Анотація. Актуальність статті визначається сучасним станом льонарства в країні і важливістю культури льону-довгунця в забезпеченні екологічної, продовольчої, воєнної та медичної безпеки держави. Мета дослідження полягала в поліпшенні ефективності використання льонозбиральних комбайнів (ЛЗК), оцінним показником якої прийнята технологічна надійність цих машин. В якості вимірників технологічної надійності комбайнів визначені коефіцієнт технологічної надійності, наробіток на технологічні відмови впродовж зміни роботи льонозбиральних комбайнових агрегатів (ЛЗКА) та число цих відмов за годину змінного часу агрегатів. Завдання дослідження – з'ясувати вплив тривалості щозмінного технічного обслуговування (ЩТО) комбайнів на вказані вимірники їх технологічної надійності. Дослідження льонозбиральних комбайнів ЛК-4Т в складі відповідних збиральних агрегатів проведені на збиранні виробничих посівів льону-довгунця в умовах великотоварних льоносіючих підприємств Житомирської області в роки усталеного льонарства в Україні.

З використанням засад дисперсійного аналізу нерівномірного однофакторного комплексу на підставі опрацювання листів хронометражних спостережень за використанням ЛЗКА доведена з відповідною ймовірністю значущість впливу тривалості ЩТО ЛЗК на коефіцієнт їх технологічної надійності, тривалість наробітку на технологічні відмови комбайнів впродовж зміни роботи льонозбиральних агрегатів та число технологічних відмов цих машин за годину змінного часу агрегатів. За результатами кореляційно-регресійного аналізу визначено, що із збільшенням тривалості ЩТО комбайнів коефіцієнт їх технологічної надійності і тривалість наробітку на технологічні відмови комбайнів впродовж зміни роботи агрегатів зростають, а число технологічних відмов комбайна за годину змінного часу агрегатів зменшується. З використанням стандартних комп'ютерних програм за допомогою R^2 -коефіцієнта визначено прямолінійний характер збільшення коефіцієнта технологічної надійності комбайнів і наробітку впродовж зміни роботи агрегатів на технологічні відмови комбайнів, а

також криволінійне зменшення числа технологічних відмов комбайна за годину змінного часу комбайнових агрегатів залежно від тривалості ЩТО комбайнів. За значеннями додатних кутових коефіцієнтів прогностичних рівнянь прямих визначена інтенсивність збільшення коефіцієнта технологічної надійності і наробітку на технологічні відмови комбайнів впродовж зміни залежно від тривалості їх ЩТО. Із збільшенням цієї тривалості число технологічних відмов комбайна за годину змінного часу агрегатів зменшується за рівнянням експоненціальної функції. На підставі сумісного розв'язування апроксимуючих рівнянь зміни числа технологічних відмов залежно від тривалості ЩТО прогнозована мінімальна тривалість цього обслуговування.

З'ясовані прогностичні залежності варто враховувати при опрацюванні нормативно-технічної документації на технічне обслуговування перспективних моделей і зразків льонозбиральних комбайнів, а також організації використання сучасних марок цих машин.

Ключові слова: льонозбиральний комбайн, щозмінне технічне обслуговування, тривалість, технологічна надійність, кореляційний зв'язок, прогнозування.

Постановка проблеми

В сучасних умовах льонарство в Україні зазнало значної кризи і занепаду [1]. Проте льон-довгунець серед сільськогосподарських культур є такою, що відіграє важливу роль в забезпеченні екологічної, продовольчої, воєнної та медичної безпеки держави [2]. Однією з умов відродження льонарства вважають покращення технології збирання льону-довгунця. Найбільш перспективною є комбінована технологія і організація збиральних робіт, яка поєднує роздільне і комбайнове збирання. Визначення деяких умов, що спрямовані на удосконалення використання ЛЗК, є актуальним завданням у вирішенні проблеми механізованого збирання льону-довгунця.

Аналіз останніх досліджень

Високопродуктивне використання комбайнів на збиранні льону-довгунця можливе за умови належної їх технологічної надійності. За розробками акад. Л.В. Погорілого [3] стосовно льонозбиральних комбайнів розглянуті технологічні відмови, що пов'язані із забиванням вибраними стеблами і бур'янами подільників бральних секцій і рівчаків бральних пасів, поперечного транспортера, входу і виходу затискного конвеєра та транспортера вороху. Вибрані стебла можуть затримуватися і нагромаджуватися на розстильному щиту, порушуючи утворення стрічки розстелюваної соломи. Рослинні рештки налипають, нашаровуються і напесовуються на зуби гребенів очісувального барабана, а стебла намотуються на гребені, спричинюючи порушення якості очісування коробочок і їх транспортування лопатями та викликаючи підвищену витрату потужності на технологічний процес. Означене спричинює підвищений відхід стебел в плутанину, що викликає збільшений їх вміст у воросі та супроводжується нераціональною витратою дизельного палива, електроенергії і теплоти при його сушінні та переробці. Стебла намотуються і на інші обертальні деталі.

Намотування рослинних решток та їх налипання на складові елементи очісувального барабана спричинювало заглохання двигуна трактора від перевантаження в одному випадку, а в іншому були причиною розриву ланцюга привода барабана. У першому випадку затрати часу на усунення відмови становили 1 год 2 хв, а в другому – 1 год і 10 хв. Забивання поперечного транспортера призводило до розриву ланки ланцюга і на усунення такої відмови виконавець затратував 43 хв, в т.ч. власне на заміну ланки – 12 хв.

Для уникнення забивань робочих органів при використанні ЛЗК періодично зупиняють ЛЗКА і очищають робочі органи від часток технологічних матеріалів та інших рослинних решток. Зупинки агрегату визначають час настання технологічної відмови, а тривалість очищення робочих органів – затрати часу на усунення технологічної відмови.

Коефіцієнт кореляції між тривалістю наробітку на технологічну відмову $t_{\text{нв}}$ (хв) і тривалістю їх усунення $t_{\text{тв}}$ (хв) та навпаки між $t_{\text{тв}}$ і $t_{\text{нв}}$ має від'ємне значення 0,028 [4]. За t -критерієм Стюдента кореляційний зв'язок між $t_{\text{тв}}$ і $t_{\text{нв}}$ та між $t_{\text{нв}}$ і $t_{\text{тв}}$ неістотний. Емпіричний розподіл наробітку на технологічну відмову за розмахом варіювання (0,3–31,7 хв) зосереджений у більш вузьких межах, ніж розподіл тривалості усунення відмов (0,2–76,6 хв). Середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення та коефіцієнт варіації розподілу $t_{\text{нв}}$ дорівнюють відповідно 8,7 і 7,05 хв та 81,0 %, а розподілу $t_{\text{тв}}$ у тій же послідовності відповідно 13,0 і 12,12 хв та 93,2 %. Для кожного з досліджуваних розподілів середні арифметичні значення і середні квадратичні відхилення практично однакові (рівні між собою): 8,7 і 7,05 хв для розподілу наробітку на технологічну відмову та 13,0 і 12,12 хв для розподілу

тривалості усунення технологічних відмов. Дослідженнями [4] з'ясовано, що емпіричні розподіли наробітку на технологічну відмову ЛЗК і тривалості усунення технологічних відмов за χ^2 -критерієм Пірсона на рівні ймовірності 0,999 описуються експоненціальними розподілами з параметрами відповідно 0,115 і 0,077 1/хв. Збільшення тривалості роботи ЛЗКА до чергової зупинки для очищення робочих органів комбайна від технологічних матеріалів не супроводжується істотною зміною затрат часу на саме очищення. У свою чергу збільшення тривалості очищення робочих органів не викликає збільшення часу беззупинкової роботи ЛЗКА.

Емпіричні розподіли коефіцієнта використання часу зміни τ та продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу $W_{\text{гз}}$ за скошеністю і пологістю слід вважати відповідно сильноасиметричним і середньоексцесивним та слабкоасиметричним і слабкоексцесивним. За значеннями відношень показників асиметрії і ексцесу до своїх помилок досліджувані розподіли неістотно відхилялися від нормального. Розрахунок χ^2 -критерію Пірсона засвідчив, що на рівні значущості 0,05 відсутні підстави для відхилення нульової гіпотези про нормальний закон розподілу коефіцієнта використання часу зміни і продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу. Із збільшенням числа технологічних відмов коефіцієнт використання часу зміни і продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу мають тенденцію до зменшення. Найкраще наближення експериментальних даних до їх вивірених значень забезпечувала апроксимація одержаних в результаті спостережень показників рівняннями експоненціальних функцій ($R^2=0,486$ для зміни τ і $R^2=0,574$ для $W_{\text{гз}}$). Експоненціальні функції описують явища і процеси, які при збільшенні аргументу наближаються до певного асимптотичного значення результативної ознаки. Проте асимптоту краще з'ясувати шляхом апроксимації експериментальних даних рівнянням гіперболи. У разі апроксимації зміни τ залежно від $n_{\text{вг}}$ рівнянням гіперболи ($R^2=0,478$) її асимптота становить 0,32. Якщо ж апроксимувати зміну $W_{\text{гз}}$ залежно від $n_{\text{вг}}$ також рівнянням гіперболи ($R^2=0,309$), то її асимптота дорівнює 0,27 га/год і є ознакою прогнозованого зниження продуктивності ЛЗКА із збільшенням числа технологічних відмов ЛЗК.

Якщо прогнозувати зміну τ і $W_{\text{гз}}$ залежно від $n_{\text{вг}}$ за рівняннями прямих (R^2 -коефіцієнти відповідно дорівнюють 0,477 і 0,538), то в межах досліджуваної зміни числа відмов їх збільшення на одиницю спричинює зниження коефіцієнта використання часу зміни і продуктивності ЛЗКА на 0,12 відповідних одиниць розмірності. За відсутності технологічних відмов ЛЗК можна забезпечити використання ЛЗКА з коефіцієнтом використання часу зміни 0,79 або 0,91 та продуктивністю за годину змінного часу 0,69 або 0,88 га/год. Перші значення наведених ознак характеризують прогнозовані показники у разі оцінювання їх зміни за рівняннями прямих, а другі – за експоненціальними функціями. Забезпечити прогнозовані показники використання ЛЗКА можна

за умови вирощування і збирання вирівняного і незабур'яненого стеблостою льону-довгунця, вибору відповідних швидкості руху агрегату і висоти брання ЛЗК та здійснення технологічних регулювань комбайна відповідно до характеристик густоти стояння і параметрів рослин.

До вимірників технологічної надійності машин відносять і коефіцієнт технологічної надійності та наробіток на технологічні відмови [3], а за дослідженнями А.П. Соломкіна [5] надійність машин залежить і від рівня технічного обслуговування. Проте щодо льонозбиральних комбайнів такі питання не знайшли належного висвітлення в літературних джерелах [6].

Мета досліджень

Мета дослідження полягала в поліпшенні ефективності використання ЛЗК, оцінними показниками і вимірниками якої визначені коефіцієнт технологічної надійності комбайнів, наробіток на технологічні відмови ЛЗК впродовж зміни ЛЗКА та число цих відмов за годину змінного часу ЛЗКА. Завдання дослідження – з'ясувати вплив тривалості ЦТО комбайнів на визначені вимірники технологічної надійності.

Об'єкт дослідження – використання ЛЗКА у складі тракторів класу 1,4 та ЛЗК ЛК-4Т і тракторних причепів 2ПТС-4М в технологічному процесі збирання виробничих посівів льону-довгунця у великотоварних льонозбираючих підприємствах Житомирської області в роки усталеного льонарства в Україні.

Предметом дослідження були закономірності впливу тривалості ЦТО ЛЗК на коефіцієнт технологічної надійності, наробіток на технологічні відмови комбайнів впродовж зміни ЛЗКА та число технологічних відмов ЛЗК за годину змінного часу агрегатів.

Матеріали і методи дослідження наведено в попередніх публікаціях і зокрема [4], в яких, крім іншого, охарактеризовано передзбиральний стан стеблостою льону-довгунця за його густотою, вирівняністю і морфологічними ознаками стебел та вказана методика обробки одержаних експериментальних даних. Розмір статистичної вибірки при прогнозуванні коефіцієнта технологічної надійності ЛЗК становив 27, наробітку на технологічні відмови – 21 і числа технологічних відмов – 7 пар відповідних результативних і факторіальної ознак, що відповідало кількості досліджуваних агрегато-змін.

Результати досліджень

Важливо було з'ясувати чи впливає тривалість ЦТО ЛЗК на вимірники технологічної надійності комбайнів, якщо впливає, то визначити значущість

цього впливу. Це вирішено на засадах дисперсійного аналізу нерівномірного однофакторного комплексу [7]. Значущість впливу тривалості ЦТО ЛЗК на технологічну надійність визначена за F -критерієм, що являє відношення факторіальної дисперсії до дисперсії, зумовленої впливом неврахованих випадкових факторів, яку називають випадковою помилкою. Спостережуваний (розрахунковий) F -критерій порівнюють з критичним (табличним), оскільки його значення табульовані для декількох рівнів надійності [8]. Входами в таблицю квантилів F -розподілу є значення числа ступенів вільності для чисельника (більшої дисперсії) і числа ступенів вільності для знаменника (меншої дисперсії). Якщо розрахунковий F -критерій не менший від табличного для визначених чисел ступенів вільності чисельника і знаменника на відповідній ймовірності, то вплив тривалості ЦТО ЛЗК на оцінний вимірник технологічної надійності слід визнати значущим. Результати дисперсійного аналізу щодо з'ясування значущості впливу тривалості ЦТО ЛЗК на оцінні вимірники технологічної надійності наведені в табл. 1. З аналізу таблиці простежується, що вплив тривалості ЦТО ЛЗК на коефіцієнт їх технологічної надійності, наробіток на технологічні відмови ЛЗК впродовж зміни ЛЗКА та число технологічних відмов комбайна за годину змінного часу агрегату значущий з ймовірністю відповідно 0,90 та 0,95 і 0,75.

Для з'ясування напряму впливу тривалості ЦТО ЛЗК $T_{\text{ЦТО}}$ (хв) на зміну коефіцієнта технологічної надійності комбайнів $k_{\text{тн}}$, наробітку на технологічні відмови $T_{\text{нв}}$ (хв) впродовж зміни роботи ЛЗКА та числа технологічних відмов $n_{\text{вг}}$ за годину змінного часу роботи ЛЗКА здійснили кореляційно-регресійний аналіз експериментальних даних. Дослідження показали, що коефіцієнти кореляції між $k_{\text{тн}}$ та $T_{\text{нв}}$ і $T_{\text{ЦТО}}$ мають додатні значення відповідно 0,274 і 0,186 за кореляційних відношень в тій же послідовності 0,325 і 0,541. Між $n_{\text{вг}}$ і $T_{\text{ЦТО}}$ виявлений від'ємний кореляційний зв'язок з коефіцієнтом кореляції мінус 0,807 за кореляційного відношення $n_{\text{вг}}$ по $T_{\text{ЦТО}}$, що дорівнює 0,699. Отже, із збільшенням тривалості ЦТО $k_{\text{тн}}$ і $T_{\text{нв}}$ зменшуються, а $n_{\text{вг}}$ зростає. Щоб визначитися з характером зменшення і зростання досліджуваних вимірників технологічної надійності, здійснили перевірку лінійності цих зв'язків за t -критерієм Стюдента [9]. Розрахунки показали, що за значеннями коефіцієнтів кореляції і з урахуванням числа рівнів градації фактора спостережувані (розрахункові) t -критерії для оцінювання зміни $k_{\text{тн}}$ та $T_{\text{нв}}$ і $n_{\text{вг}}$ залежно від $T_{\text{ЦТО}}$ дорівнюють відповідно $t_p=0,49$ та 0,33 і 3,05. Табличні значення t -критерію на рівні значущості 0,05 за числа ступенів вільності 3 і 5 дорівнюють відповідно $t_r=3,18$ і 2,57. Порівняння розрахункових і табличних t -критеріїв засвідчило, що для залежностей $k_{\text{тн}}=f(T_{\text{ЦТО}})$ і $T_{\text{нв}}=f(T_{\text{ЦТО}})$ лінійну модель регресії слід вважати такою, яка не узгоджується з експериментальними даними, а для залежності $n_{\text{вг}}=f(T_{\text{ЦТО}})$ – узгоджується.

Таблиця 1. Результати дисперсійного аналізу щодо з'ясування значущості впливу тривалості щозмінного ЩТО ЛЗК на оцінні вимірники їх технологічної надійності.

Table 1. Analysis of variance results to determine the significance of the impact of the duration of the VTL variable on the evaluation of the measures of their technological reliability.

Джерело мінливості	Сума квадратів	Число ступенів вільності	Середній квадрат	F-критерій				
				Розрахунковий F_p	табличний F_t на ймовірності P [8]			
					0,75	0,90	0,95	0,99
Коефіцієнт технологічної надійності ЛЗК								
Тривалість ЩТО	0,064	4	0,0160	2,65	1,45	2,22	2,82	4,31
Помилка	0,133	22	0,00604					
Сума	0,197	26						
Наробіток на технологічні відмови ЛЗК впродовж зміни роботи агрегату								
Тривалість ЩТО	37,42	4	9,355	4,72	1,50	2,33	3,01	4,77
Помилка	31,68	16	1,980					
Сума	69,10	20						
Число технологічних відмов ЛЗК за годину змінного часу роботи агрегату								
Тривалість ЩТО	0,616	2	0,308	2,23	2,00	4,32	6,94	18,0
Помилка	0,551	4	0,138					
Сума	1,167	6						

Продовжимо пошук характеру зв'язку між досліджуваними результативними і факторіальною ознакою. Для цього скористаємося інформацією, що наведена в [10]. В праці [10] для з'ясування характеру зв'язку пропонується використати різницю квадратів кореляційного відношення і коефіцієнта кореляції. Якщо визначена різниця квадратів цих показників не перевищує 0,1, то припущення про прямолінійну форму кореляційних зв'язків вважають виправданим. За дослідженням зв'язку $k_{тн}$ та $T_{нв}$ і $n_{вг}$ з $T_{щто}$ одержали, що різниця квадратів кореляційних відношень і коефіцієнтів кореляції в досліджуваних зв'язках в наведеній щойно послідовності становила 0,031 та 0,258 і $-0,163$. Отже, за цією оцінною ознакою зміна $k_{тн}$ і $n_{вг}$ залежно від $T_{щто}$ має відбуватися за прямими, а $T_{нв}$ від $T_{щто}$ – за криволінійною залежністю.

В тій же праці [10] питання про лінійність зв'язку пропонується розв'язувати обчисленням критерію z , що являє добуток трьох співмножників, з яких один – це число 0,742, а два інші являють корінь квадратний з числа рівнів градації фактора і квадратний корінь з різниці квадратів кореляційного відношення і коефіцієнта кореляції. Якщо визначений критерій z менший 2, то досліджувану залежність вважають лінійною. За розрахунками стосовно залежностей $k_{тн}=f(T_{щто})$ та $T_{нв}=f(T_{щто})$ і $n_{вг}=f(T_{щто})$ визначений критерій z дорівнював відповідно 0,67 та 1,96 і 1,56. Отже, за критерієм z всі досліджувані залежності слід вважати лінійними.

Щоб остаточно з'ясувати питання про характер і форму зв'язку $k_{тн}$, $T_{нв}$ та $n_{вг}$ і $T_{щто}$ вирівнювали експериментальні значення результативних ознак за рівняннями прямих, криволінійних залежностей у вигляді степеневих, логарифмічних і експоненціальних функцій та гіперболами з

визначенням для кожної з апроксимуючих залежностей значення R^2 -коефіцієнта. Таке вирівнювання здійснено з використанням стандартних комп'ютерних програм і за максимальним значенням R^2 -коефіцієнта визначали прогностичну функцію зміни оцінних вимірників технологічної надійності ЛЗК залежно від тривалості їх ЩТО.

З'ясовано, що коректніше прогнозувати зміну коефіцієнта технологічної надійності $k_{тн}$ ЛЗК залежно від тривалості їх ЩТО $T_{щто}$ (хв) рівнянням прямої з додатним кутовим коефіцієнтом, яка у порівнянні з іншими апроксимуючими залежностями забезпечила найкраще наближення вирівняних і експериментальних значень досліджуваного вимірника технологічної надійності ЛЗК. Модельне рівняння прямолінійної регресії $k_{тн}$ на $T_{щто}$ з визначеними оцінними показниками сили і якості кореляційного зв'язку має вигляд:

$$k_{тн}=0,59 + 0,00163 T_{щто} \quad (1)$$

$$\text{при } r=0,274; \eta=0,325; R^2=0,748; \lambda_{пв}=0,055;$$

$$S_y=0,183 \text{ і } k_d=0,075,$$

де r – коефіцієнт кореляції між коефіцієнтом технологічної надійності (результативна ознака) і тривалістю ЩТО (факторіальна ознака) ЛЗК;

η – кореляційне відношення результативної ознаки на факторіальну;

R^2 – коефіцієнт, що визначає міру наближення експериментальних значень результативної ознаки до вирівняних за рівнянням регресії;

$\lambda_{пв}$ – відношення основної помилки вирівнювання експериментальних значень результативної ознаки (тут коефіцієнта технологічної надійності ЛЗК) апроксимуючою функцією до середнього значення досліджуваної (результативної) ознаки;

S_y – помилка рівняння регресії, яку визначали за середнім квадратичним відхиленням значень результативної ознаки і коефіцієнтом кореляції або кореляційним відношенням залежно від характеру зв'язку (прямо- чи криволінійного);

k_d – коефіцієнт детермінації, що визначає силу впливу факторіальної ознаки (тут тривалості ЩТО ЛЗК) на зміну результативної.

За значеннями коефіцієнта кореляції і кореляційного відношення зв'язок між ктн і ТЩТО умовно можна вважати слабким [7] і за значенням R^2 -коефіцієнта вірогідність цього зв'язку немала. Вирівнювання експериментальних значень ктн рівнянням (1) слід вважати задовільним, оскільки $\lambda_{\text{пв}}$ не перевищує 0,1. Помилка рівняння (1) менша різниці найбільшого і найменшого значення ктн в статистичній вибірці цього вимірника технологічної надійності ЛЗК. За значенням коефіцієнта детермінації варіація коефіцієнта технологічної надійності ЛЗК на 7,5 % причинно зумовлена впливом тривалості ЩТО комбайнів, а на 92,5 % варіація ктн зумовлена впливом випадкових неврахованих факторів [7].

За значенням кутового коефіцієнта рівняння (1) прямолінійної регресії збільшення тривалості ЩТО ЛЗК на 10 хв в межах досліджуваної її зміни призводить до підвищення коефіцієнта технологічної надійності ЛЗК із заокругленням майже на 0,02. Якщо ж прогнозувати зміну ктн залежно від ТЩТО рівнянням сповільнено зростаючої степеневої функції ($R^2=0,522$), то за такої зміни ктн цей коефіцієнт при збільшенні ТЩТО сповільнено зростає і може сягати відповідного граничного значення. Це значення за асимптотою рівняння гіперболи у разі прогнозування зміни ктн залежно від ТЩТО такою залежністю ($R^2=0,302$) становить 0,74. З аналізу рівняння гіперболи випливає, що при збільшенні ТЩТО ЛЗК до 25 хв ктн комбайнів інтенсивно зростає, а з подальшим збільшенням ТЩТО до 50 хв темп зростання ктн уповільнюється. Збільшення ТЩТО від 50 і далі до 100 хв викликає занадто сповільнене підвищення ктн.

Прогнозовану залежність наробітку $T_{\text{нв}}$ (хв) на технологічні відмови ЛЗК впродовж зміни роботи ЛЗКА від тривалості ТЩТО (хв) доречно з урахуванням інших апроксимуючих функцій подати також рівнянням прямої з додатним кутовим коефіцієнтом, яке має такий вигляд:

$$T_{\text{нв}} = 193,64 + 0,56 T_{\text{ЩТО}} \quad (2)$$

при $r=0,186$; $\eta=0,541$; $R^2=0,219$; $\lambda_{\text{пв}}=0,160$; $S_y=67,9$ хв і $k_d=0,035$.

З рівняння (2) і оцінних показників кореляційного зв'язку $T_{\text{нв}}$ і ТЩТО простежується, що цей зв'язок також умовно можна вважати слабким, але дещо меншої вірогідності і з більшим значенням показника оцінювання вирівнювання експериментальних значень $T_{\text{нв}}$ опрацьованою апроксимуючою залежністю та меншим значенням коефіцієнта детермінації. За визначеного коефіцієнта детермінації варіація досліджуваного наробітку тільки на 3,5 % причинно зумовлена впливом тривалості ЩТО ЛЗК, а за кутовим коефіцієнтом рівняння (2) збільшення ТЩТО на 10 хв викликає

збільшення наробітку на технологічні відмови ЛЗК впродовж зміни роботи ЛЗКА майже на 6 хв.

Якщо прогнозувати зміну $T_{\text{нв}}$ залежно від ТЩТО ЛЗК рівнянням сповільнено зростаючої степеневої функції ($R^2=0,168$) і за рівнянням гіперболи ($R^2=0,150$), то $T_{\text{нв}}$ може досягти якогось граничного значення, яке за асимптотою гіперболи може становити майже 257 хв. Вважаємо, що таке слід враховувати при опрацюванні нормативів ЩТО ЛЗК.

На рис. 1 наведені розраховані за опрацьованими кореляційними таблицями середньогрупові значення ТЩТО і відповідні їм середні значення ктн і $T_{\text{нв}}$ та модельні лінії прямолінійної регресії, що побудовані за рівняннями (1) і (2). Порівняно невеликий кут нахилу цих ліній до осі абсцис є ознакою незначного впливу тривалості ЩТО ЛЗК на ктн і $T_{\text{нв}}$.

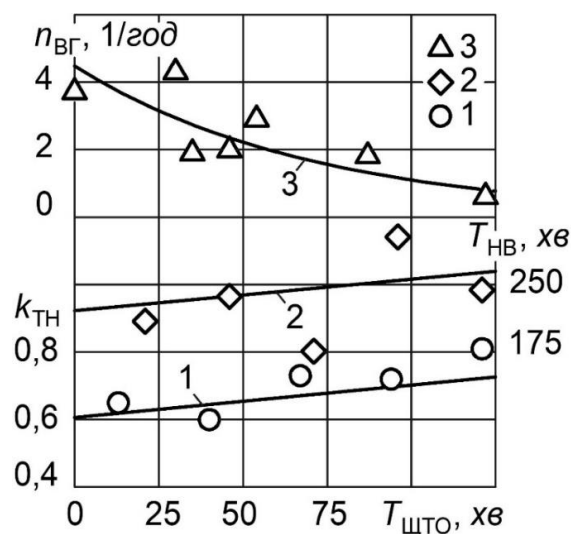


Рис. 1. Вплив тривалості щоденного технічного обслуговування $T_{\text{ЩТО}}$ льонозбиральних комбайнів на показники технологічної надійності цих машин:

1 – коефіцієнт технологічної надійності льонозбиральних комбайнів $k_{\text{тн}}$; 2 – наробіток на технологічні відмови $T_{\text{нв}}$ (хв) льонозбиральних комбайнів впродовж зміни роботи льонозбирального комбайнового агрегату; 3 – число технологічних відмов $n_{\text{вг}}$ льонозбирального комбайна за годину змінного часу роботи льонозбирального комбайнового агрегату

Fig. 1. Influence of the duration of daily maintenance of the THB of the flax harvesters on the technological reliability of these machines:

1 – coefficient of technological reliability of flax harvesters $k_{\text{тн}}$; 2 – work time on technological failures $T_{\text{нв}}$ (min) of the combine harvesters during the change of operation of the flax harvester unit; 3 – number of technological failures $n_{\text{вг}}$ of the combine harvester for an hour of variable working time of the flax harvester unit

Криволінійний характер кількісної зміни числа технологічних відмов $n_{\text{вг}}$ ЛЗК за годину змінного часу ЛЗКА залежно від тривалості ЩТО комбайнів за здійсненими розрахунками щодо максимального наближення до експериментальних значень досліджуваного вимірника технологічної надійності

описується сповільнено спадаючою експоненціальною функцією, яка після визначення відповідних коефіцієнтів має вигляд:

$$n_{\text{вг}} = 4,48 \exp(0,0141 T_{\text{ЩТО}}) \quad (3)$$

при $r = -0,807$; $\eta = 0,699$; $R^2 = 0,749$; $\lambda_{\text{пв}} = 0,340$; $S_y = 0,900$ і $k_d = 0,489$.

За оцінками показниками кореляційного зв'язку $n_{\text{вг}}$ і $T_{\text{ЩТО}}$ досліджуваний зв'язок найбільш тісний за значеннями коефіцієнта кореляції і кореляційного відношення та коефіцієнта R^2 , що визначає вірогідність апроксимації експериментальних значень $n_{\text{вг}}$ рівнянням (3). Проте значення показника оцінювання вирівнювання експериментальних даних $n_{\text{вг}}$ експоненціальною функцією (3) виявилося найбільшим у порівнянні з іншими, що досліджувалися в цьому повідомленні, зв'язками. В той же час за значенням коефіцієнта детермінації варіація числа технологічних відмов комбайна за годину змінного часу роботи агрегату майже на 50 % причинно зумовлена впливом тривалості ЩТО ЛЗК.

З рівняння експоненціальної зміни $n_{\text{вг}}$ залежно від $T_{\text{ЩТО}}$ і його графічного подання (крива 3 на рисунку) простежується, що із збільшенням $T_{\text{ЩТО}}$ число технологічних відмов має сягати відповідного асимптотичного зниження. Значення асимптоти з рівняння гіперболи, за яким можливо прогнозувати зміну $n_{\text{вг}}$ залежно від $T_{\text{ЩТО}}$ ($R^2 = 0,207$), дорівнює 2,2. Якщо прогнозувати зміну $n_{\text{вг}}$ залежно від $T_{\text{ЩТО}}$ рівнянням сповільнено спадаючої степеневі функції ($R^2 = 0,355$), то інтенсивність зменшення $n_{\text{вг}}$ значно уповільнюється із збільшенням $T_{\text{ЩТО}}$ понад 50 хв. Якщо ж прогнозувати зміну $n_{\text{вг}}$ залежно від $T_{\text{ЩТО}}$ рівнянням прямої з від'ємним кутовим коефіцієнтом ($R^2 = 0,652$), то за значенням цього коефіцієнта із збільшенням $T_{\text{ЩТО}}$ на 10 хв в межах досліджуваної її зміни число технологічних відмов зменшується на 0,25. Сумісне розв'язування рівнянь прогнозованої зміни $n_{\text{вг}}$ залежно від $T_{\text{ЩТО}}$ (рівняння прямої, сповільнено спадаючих експоненціальної і степеневі функцій та гіперболи) засвідчило, що мінімальна тривалість ЩТО ЛЗК має бути обмежена 25 хв. За інтенсивністю зменшення $n_{\text{вг}}$ залежно від $T_{\text{ЩТО}}$ максимальна тривалість ЩТО ЛЗК може бути обмежена 50 хв.

Висновки

1. На підставі дисперсійного аналізу експериментальних даних значущість впливу тривалості щозмінного технічного обслуговування льонозбиральних комбайнів на коефіцієнт їх технологічної надійності, наробіток на технологічні відмови комбайнів впродовж зміни роботи льонозбиральних комбайнових агрегатів і число технологічних відмов комбайнів за годину змінного часу доведена з ймовірністю відповідно 0,90 та 0,95 і 0,75.

2. Дослідженнями з'ясовано, що залежно від тривалості щозмінного технічного обслуговування льонокомбайнів зміна коефіцієнта їх технологічної надійності і наробітку на технологічні відмови впродовж зміни роботи льонозбиральних агрегатів

відбувається за прямими з додатними кутовими коефіцієнтами та числа технологічних відмов комбайна за годину змінного часу за сповільнено спадаючою експоненціальною функцією.

3. За прогнозованою зміною вимірників технологічної надійності льонозбиральних комбайнів висловлені пропозиції щодо тривалості їх щозмінного технічного обслуговування. В перспективі з'ясовані залежності варто враховувати при розробці нормативно-технічної документації на технічне обслуговування опрацьовуваних моделей і зразків льонозбиральних комбайнів та організації використання сучасних марок цих машин.

Список літератури

1. Приймачук Т. Ю., Штанько Т. А., Ковальов В. Б. Розвиток галузі льонарства в Україні. Вісник аграрної науки. 2017. № 7. С. 68–75.
2. Лімонт А. Льон-довгунець і конкурентоспроможність льонарства та його відродження. Техніка і технології АПК. 2016. № 11 (86). С. 14–20.
3. Погорельий Л. В. Инженерные методы испытания сельскохозяйственных машин. Киев: Техника, 1991. 157 с.
4. Лімонт А. С., Добрansький С. С. Елементи ремонтпридатності і технологічної надійності льонозбиральних комбайнів. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машини Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Кропивницький: ЦУНТУ, 2017. Вип. 47. Ч. 1. С. 139–158.
5. Соломкин А. П. Влияние качества обслуживания на надежность машин. Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1977. № 7. С. 4–7.
6. Лімонт А. С., Плужніков О. Б. Технологічна надійність і щозмінне технічне обслуговування льонозбиральних комбайнів. Підвищення надійності машин і обладнання. Increase of Machine and Equipment Reliability: матеріали першої Міжнар. наук.-практ. конф., 17–19 квітня 2019 р. Кропивницький: ЦУНТУ, 2019. С. 110–112.
7. Дмитриев Е. А. Математическая статистика в почвоведении: учеб. пособ. Москва: Изд-во Москов. ун-та, 1972. 292 с.
8. Основные принципы планирования эксперимента / пер. с англ. Т.И. Голиковой, Е. Г. Коваленко, Н. Г. Микешиной; под ред. В. В. Налимова. Москва: Мир, 1967. 407 с.
9. Герасимович А. И. Математическая статистика: учеб. пособ. для инж.-техн. и эконом. спец. втузов. Минск: Вышэйш. шк., 1983. 279 с.
10. Венецкий И. Г., Венецкая В. И. Основные математико-статистические понятия и формулы в экономическом анализе: справочник. Москва: Статистика, 1979. 448 с.

References

1. Prymachuk T. Iu., Shtanko T. A., Kovalov V.B. (2017). Development of the flax industry in Ukraine. Bulletin of agrarian science. № 7. 68–75.
2. Limont A. (2016). Flax flax and the competitiveness of flax growing and its regeneration. AIC technology and technology. № 11 (86). 14–20.
3. Pogorelyi L. V. (1991). Engineering Methods of Testing Agricultural Machines. Kiev: Technology, 157.
4. Limont A. S., Dobransky S. S. (2017). Elements of maintainability and technological reliability of flax harvesters. Design, production and operation of agricultural machinery National interagency scientific and technical collection. Kropyvnytskyi: TsUNTU. Vol. 47. Part 1. 139–158.
5. Solomkin A. P. (1977). Influence of quality of service on reliability of cars. Mechanization and electrification of socialist agriculture. № 7. S. 4–7.6.
6. Limont A. S., Pluzhnikov O. B. (2019). Technological reliability and constant maintenance of flax harvesters. Improving the reliability of machines and equipment. Increase of Machine and Equipment Reliability: First International Materials. Research Practice Conf., April 17–19, 2019. Kropyvnytskyi: TsUNTU, 110–112.
7. Dmitriev, E. A. (1972). Mathematical statistics in soil science: textbook. help Moscow: Moscow Publishing House. Univ. 292.
8. Golikova, Y. U., Kovalenko, E. G., Mikeshina N. G. (1967). Basic principles of experiment planning / trans. with English. Y. U. Golikova, E. G. Kovalenko, N. G. Mikeshina; ed. V. V. Nalimov. Moscow: The World, 407.
9. Gerasimovich A. I. (1983). Mathematical statistics: textbook. help for engineering-technical. and economy. spec. high schools. Minsk: Come out. Shk., 279.
10. Venetsky I. G., Venetskaya V. I. (1979). Basic mathematical and statistical concepts and formulas in economic analysis: a reference book. Moscow: Statistics. 448.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАДЕЖНОСТИ ЛЬОНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ

А. С. Лимонт

Аннотация. Актуальность статьи определяется современным состоянием льноводства в стране и важностью культуры льна-долгунца в обеспечении экологической, продовольственной, военной и медицинской безопасности государства. Цель исследования состояла в улучшении эффективности использования льноуборочных комбайнов, оценочным показателем которой принята технологическая надежность этих машин. В качестве измерителей технологической надежности комбайнов определены коэффициент технологической надежности, наработка на технологические отказы в течение смены работы льноуборочных комбайновых агрегатов и число таких отказов в час сменного времени агрегатов. Задача исследования – определить влияние длительности ежесменного технического обслуживания комбайнов на указанные измерители

их технологической надежности. Исследования льноуборочных комбайнов ЛК-4Т в составе соответствующих уборочных агрегатов проведены на уборке производственных посевов льна-долгунца в условиях крупнотоварных льносеющих предприятий Житомирской области в годы устойчивого льноводства в Украине.

С использованием принципов дисперсионного анализа неравномерного однофакторного комплекса на основе обработки листов хронометражных наблюдений за использованием льноуборочных комбайновых агрегатов доказана на уровне соответствующей вероятности значимость влияния длительности ежесменного технического обслуживания льноуборочных комбайнов на коэффициент их технологической надежности, длительность наработки на технологические отказы комбайнов в течение смены работы льноуборочных агрегатов и число технологических отказов этих машин в час сменного времени агрегатов. В результате корреляционно-регрессионного анализа определено, что с увеличением длительности ежесменного технического обслуживания комбайнов коэффициент их технологической надежности и длительность наработки на технологические отказы комбайнов в течение смены работы агрегатов возрастают, а число технологических отказов комбайна в час сменного времени агрегатов уменьшается. С использованием стандартных компьютерных программ и с помощью R^2 -коэффициента определен прямолинейный характер увеличения коэффициента технологической надежности комбайнов и наработки в течение смены работы агрегатов на технологические отказы комбайнов, а также криволинейное уменьшение числа технологических отказов комбайна в час сменного времени комбайновых агрегатов в зависимости от длительности ежесменного технического обслуживания комбайнов. По значениям положительных угловых коэффициентов прогностических уравнений прямых определена интенсивность увеличения коэффициента технологической надежности и наработки на технологические отказы комбайнов в течение смены в зависимости от продолжительности их ежесменного технического обслуживания. С увеличением этой длительности число технологических отказов комбайнов час сменного времени агрегатов уменьшается по уравнению экспоненциальной функции. На основании совместного решения аппроксимирующих уравнений изменения числа технологических отказов в зависимости от длительности ежесменного технического обслуживания спрогнозирована минимальная длительность этого обслуживания.

Полученные прогностические зависимости следует учитывать при разработке нормативно-технической документации на техническое обслуживание перспективных моделей и образцов льноуборочных комбайнов, а также организации использования современных марок этих машин.

Ключевые слова: льноуборочный комбайн, ежесменное техническое обслуживание,

длительность, технологическая надежность, корреляционная связь, прогнозирование.

PREDICTION OF TECHNOLOGICAL RELIABILITY OF THE FLAX HARVESTERS

A. S. Limont

Abstract. The topicality of the paper is envisaged by the present-day state of flax growing in the country, as well as by the importance of flax cultivation in ensuring the ecological, foodstuffs, military and medical security of the state. The investigation is aimed at improving the efficiency of using flax harvesters whose technological reliability proves to be the evaluation index of these machines. The coefficients of technological reliability, the technological mean-time-between-failures of flax harvesting units within the shift and the number of such failures for these units within the period of replacement were taken as the indicators of technological reliability. The research is also aimed at determining the effects of the duration of shift-based servicing on the above indicators of their technological reliability. The investigation into JIK-4T flax harvesters as part of the corresponding harvesting units is carried out in time of harvesting fiber flax industrial sowings under the conditions of large-scale flax sowing enterprises of Zhytomyr oblast in the period of well-balances flax cultivation in Ukraine.

The use of the principles of the dispersion analysis of the irregular unifactor complex on the basis of handling the checklists of step-watch reading of the use of flax harvesting units has made it possible to prove on the level of the corresponding probability the importance of the effects of shift-based servicing of flax harvesters on the coefficient of their technological reliability, the duration of the mean-time-between-failures within the period of replacement of flax harvesting units and the number of the mean-time-between-failures of these units. The results of the correlation and regression analysis make it possible to establish that the increase in the duration of the shift-based servicing of harvesters results in the increase in the coefficients of their technological reliabilities and in the duration of the operation time of harvesters in the period of shift-based work of units, the number of technological mean-time-between-failures in the period of shift-based time decreasing. The use of standard software and R^2 -coefficient makes it possible to determine the linear character of increasing the coefficient of technological reliability of harvesters and of the operation time within the shift and its effects of the mean-time-between-failures of harvesters, as well as the curvilinear decrease in the number of technological mean-time-between-failures of harvester in the shift period of harvester units depending on the duration of the shift-based servicing of harvesters. When using the values of positive angular coefficients of predicted equalized straight lines, the author succeeds in determining the intensity of increasing the coefficient of the technological reliability and operation time and its effects on the technological mean-time-between-failures within the shift time depending on the duration of their shift-based servicing. The increase in this duration the number of the technological mean-time-between-failures of the harvester during the shift time of units results in the

decrease according to the equation of the exponential function. On the basis of the joint solution of the approximating equations related to the change in the number of the technological mean-time-between-failures depending on the duration of shift-based servicing the minimum duration of this servicing is determined.

The prediction dependences obtained must be taken into account for developing the technical rules and regulations for servicing the promising models and samples of flax harvesters, as well as for using the up-to-date brands of these machines.

Key words: flax harvester, shift-based servicing, duration, technological reliability, correlation dependence, prediction.

A. С. Лімонт ORCID 0000-0002-3597-9365.

УДК 662.767.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИРОБНИЦТВА І ВИКОРИСТАННЯ БІОДИЗЕЛЯ В МОДЕЛЬНОМУ ГОСПОДАРСТВІ

В. М. Поліщук¹, Д. А. Дерев'янюк², В. Р. Білецький²

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Житомирський національний агроекологічний університет, Україна.

Стаття з спеціальності: 162 – біотехнології та біоінженерія.

Кореспонденція авторів: polischuk.v.m@gmail.com.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 29, рис. 1, табл. 3.

Анотація. Проведений аналіз економічної ефективності виробництва біодизеля. Встановлено, що собівартість виробництва біодизеля залежить від врожайності насіння олійних культур, їх засміченості і вологості. При збільшенні засміченості і вологості насіння олійних культур собівартість виробництва біодизеля різко зростає внаслідок збільшення витрат на очищення і сушіння сировини. Метою нашого дослідження є встановлення економічної ефективності виробництва і використання біодизеля в модельному господарстві на 1500 га орних земель. Дослідження економічної ефективності виробництва і використання біодизеля в модельному господарстві на 1500 га орних земель проводились для використання сумішевого дизельного біопалива B5, B20 і B100. Визначалась потреба господарство в дизельному паливі, встановлювалась кількість біодизеля, яку потрібно виробити для заміни 5, 20% і 100% нафтового дизельного палива на біодизель в сумішевому біопаливі. Встановлювалась собівартість виробництва біодизеля і економія коштів від заміни відповідної кількості нафтового дизельного палива на біодизель. Встановлено, що річна економія коштів від заміни частини нафтового дизельного палива на біодизель для дизельного біопалива B100 – 4604440 грн., для сумішевого дизельного біопалива B20 – 879518 грн., для сумішевого дизельного біопалива B5 – 247719 грн., а річна економія коштів від заміни частини нафтового дизельного палива на біодизель в перерахунку на використання 1 га орних земель становить для дизельного біопалива B100 – 19027 грн./га, для сумішевого дизельного біопалива B20 – 18323 грн./га, для сумішевого дизельного біопалива B5 – 20643 грн./га. Тому використання 1 га ріллі дає найбільший економічний ефект при виробництві і застосуванні сумішевого дизельного біопалива B5.

Ключові слова: біодизель, сумішеве паливо, економічна ефективність, собівартість, річна економія коштів.

Постановка проблеми

Україна володіє величезним багатством – землею. Однак для отримання урожаю з цієї землі, її необхідно обробляти. На сьогодні для сільськогосподарських робіт Україні щороку необхідно мати близько 1,9 млн. тон дизельного палива і 620 тис. тон бензину, котрі виробляються з 4,5 млн. тон нафти, переважно імпортою [1], адже нафти власного видобутку в нас вистачає на 20% від потреби.

Замінити нафтове дизельне паливо можна метиловими або етиловими ефірами жирних кислот (МЕЖК або ЕЕЖК), або, як їх ще називають, біодизелем, сировини для виробництва якого щороку в Україні вирощується достатньо. Однак точаться дискусії щодо доцільності виробництва біодизеля із рослинної олії. Деякі скептики заявляють, що при нинішніх високих цінах на рослинну олію доцільно її продати, на виручені гроші закупити нафтове дизельне паливо. Саме розв'язанню цього питання присвячена дана стаття.

Аналіз останніх досліджень

В роботах [2-3] показано, що суттєва частина собівартості біодизеля включає в себе затрати на вирощування і зберігання насіння. В роботі [4] наведений перелік статей калькуляції, за якими доцільно проводити облік затрат на вирощування сировини для виробництва біодизеля та на його виробництво.

В роботі [2] проведено дослідження собівартості вирощування олійних культур. Встановлено, що вона залежить від їх урожайності. Крім того, затрати на вирощування озимого ріпаку і сої близькі і на 12-20% вищі від затрат на вирощування соняшнику. Затрати на зберігання насіння олійних культур досліджено в роботі [3], де встановлено, що вони в значній мірі залежать від вологості і засміченості насіння.

Згідно із [5], витрати на промислове виробництво біодизеля складаються із вартості насіння олійних культур, каталізаторів та виробничих витрат на

одержання, очищення олії за вирахуванням вартості шроту, гліцерину, лушпиння.

В роботах [6-7] зазначено, що вартість біодизеля на 85% залежить від вартості сировини, а в роботі [8] – що собівартість виробництва біодизеля залежить від врожайності насіння олійних культур, їх засміченості і вологості. При збільшенні засміченості і вологості насіння олійних культур собівартість виробництва біодизеля різко зростає внаслідок збільшення витрат на очищення і сушіння сировини. Згідно [9] рентабельність виробництва біодизеля оцінюється в майже 125%.

Разом із тим, в літературних джерелах не досліджена економічна ефективність виробництва і використання біодизеля для конкретного господарства із визначеною кількістю орних земель.

Мета досліджень

Мета дослідження – встановлення економічної ефективності виробництва і використання біодизеля в модельному господарстві на 1500 га орних земель.

Результати досліджень

Дослідження економічної ефективності виробництва і використання біодизеля в модельному господарстві на 1500 га орних земель проводились для використання сумішевого дизельного біопалива B5, B20 і B100. Визначалась потреба господарства в дизельному паливі, встановлювалась кількість біодизеля, яку потрібно виробити для заміни 5, 20% і 100% нафтового дизельного палива на біодизель в сумішевому біопаливі. Встановлювалась собівартість виробництва біодизеля і економія коштів від заміни відповідної кількості нафтового дизельного палива на біодизель.

Матеріальний баланс і економічна ефективність виробництва сумішевого дизельного біопалива B100 (100% біодизель) визначались згідно ДСТУ 6081:2009 "Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги" [10], сумішевого дизельного біопалива B5 (5% біодизеля, решта – нафтове дизельне паливо) – згідно ДСТУ 4840:2007 "Паливо дизельне підвищеної якості. Технічні вимоги" [11]. Сумішеве дизельне біопаливо B20 (20% біодизеля, решта – нафтове дизельне паливо) в Україні не стандартизоване.

Потреба ВП НУБіП "Агрономічна дослідна станція" в дизельному паливі при 1000 га ріллі становить 120 т/рік. При збільшенні орних земель до 1500 га потреба господарства в дизельному паливі збільшиться наполовину – 180 т/рік.

Густина дизельного палива літнього становить 860 кг/м³ [12], густина дизельного біопалива B100 – 860-900 кг/м³ [13] (середнє значення – 880 кг/м³). Теплотворна здатність дизпалива – 42,5 МДж/кг [12], біодизеля – 37,2 МДж/кг [10].

Послідовність визначення собівартості дизельного біопалива. В основу визначення собівартості виробництва дизельного біопалива B100

покладені технологічні карти на вирощування озимого ріпаку. Технологічна схема вирощування олійних культур наведена на рис. 1.

Собівартість вирощування олійних культур визначалась згідно методики [13-14]. Норми витрат палива на одиницю обсягу роботи та кількість нормозмін механізаторів і робітників ручної праці за видами робіт визначались із збірників нормативів витрат палива на окремі види робіт [13; 15-24], а норми продуктивності і норми витрати палива автомобілем при перевезенні вантажу – із [25-26]. Амортизаційні відрахування визначались за методикою [27] з врахуванням того, що машини і обладнання належать до 4 групи, для якої мінімально допустимі строки корисного використання становлять 5 років, а будівлі – до 3 групи з мінімально допустимим строком корисного використання 20 років. Відрахування на капітальний ремонт та технічне обслуговування більшості с.-г. техніки вказані в [28]. Розрахунки проводились за технологічною картою вирощування озимого ріпаку, наведеною в [29].

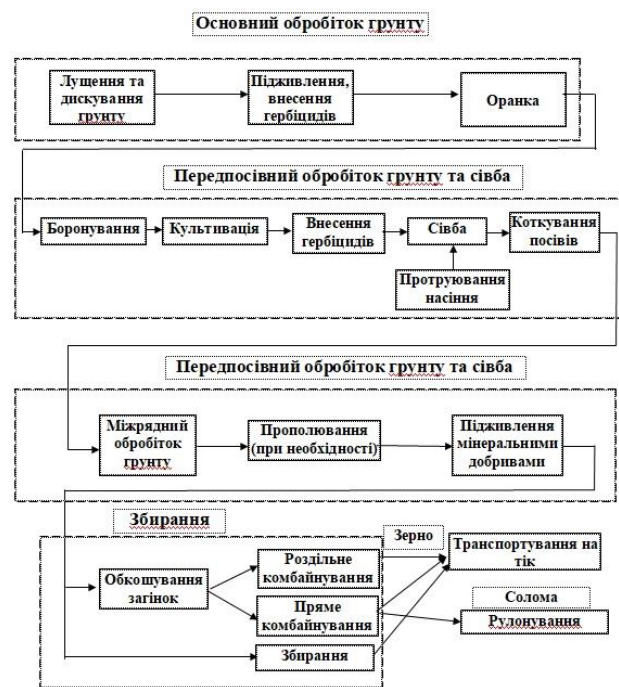


Рис. 1. Технологічна схема вирощування зернових і олійних культур

Fig. 1. Technological scheme of growing cereals and oilseeds

Насіння після збирання не одразу поступає на переробку. Свіжозібрана зернова маса неоднорідна за вологістю і стиглістю окремих зерен, має високу фізіолого-біохімічну і мікробіологічну активність, понижені енергію проростання та схожість, погані технологічні властивості. Для доведення насіння до нормального стану воно повинно пройти стадію післязбирального дозрівання, яка може сягати до декількох місяців. Крім того, потужності підприємств олієжирового комплексу та установок для виробництва біопалива не можуть переробити все насіння відразу.

Тому насіння олійних культур до їх направлення на переробку необхідно певний час зберігати, адже від втрат насіння та зменшення в ньому вмісту олії залежить собівартість кінцевого продукту. Технологія первинної переробки та зберігання олійних культур включає визначення якості насіння, зважування, розвантаження, попереднє очищення насіння, його тимчасове зберігання, протягом якого насіння підсушується, первинне очищення насіння, його довгострокове зберігання, навантаження на транспортні засоби і транспортування до споживача після зважування.

Визначення потреби в дизельному біопаливі В100 для заміни 180 т/рік нафтового дизельного палива. При спалюванні 180000 кг нафтового дизельного палива отримується $180000 \cdot 42,5 = 7650000$ МДж енергії. Щоб її компенсувати, потрібно: $7650000 / 37,2 = 205645$ кг, або 205,645 т дизельного біопалива В100. На 100 га земель при врожайності 30 ц/га отримується 300 т насіння ріпаку, із якого отримується 86,6 т олії (при олійності насіння 40% і залишку олії у макусі 9%), до якої додається 20% метилату калію (в т.ч. 18% метанолу і 2% гідроксиду

калію) загальною масою 17,3 т. В результаті отримується 84,8 т біодизеля (85%).

Економія коштів від заміни 180 т/рік нафтового дизельного палива на дизельне біопаливо В100. Вартість нафтового дизельного палива в Україні в травні 2019 р. становила 31 грн./л, або 31000 грн./м³. При густині дизпалива 860 кг/м³ вартість – $31000 / 860 = 36,05$ грн./кг, або $36,05 \cdot 1000 = 36050$ грн./т. Розрахункова собівартість вирощування озимого ріпаку наведена в табл. 1, виробництва дизельного біопалива В100 – в табл. 2, із якої видно, що при врожайності 30 ц/га собівартість виробництва дизельного біопалива В100 становить 8,08 грн./л, або 8080 грн./м³, при густині дизельного біопалива В100 в 880 кг/м³ – $8080 / 880 = 9,182$ грн./кг, або $9,182 \cdot 1000 = 9182$ грн./т. Замість 180 т/рік нафтового дизельного палива вартістю $180 \cdot 36050 = 6489000$ грн. використовується 205,245 т дизельного біопалива В100 вартістю $205,245 \cdot 9182 = 1884560$ грн. При цьому економія коштів від повної заміни нафтового дизельного палива на дизельне біопаливо В100 становить $6489000 - 1884560 = 4604440$ грн.

Таблиця 1. Розрахункова собівартість вирощування насіння озимого ріпаку (в грн./ц) на 100 га.

Table 1. Estimated cost of growing winter rape seeds (in UAH / hundredweight) per 100 ha.

Вид палива і добрив	Врожайність, ц/га				
	10	15	20	25	30
Дизпаливо 100%, міңдобрива	2264,3	1584,0	1243,9	1039,8	903,8
Дизпаливо 100%, біошлам і золи	1480,3	989,0	743,3	595,9	497,6
В 5%, біошлам і зола	1485,9	987,2	740,0	592,3	494,1
В 20%, біошлам і зола	1510,3	985,9	732,7	583,4	485,1
В 100%, біошлам і золи	1890,1	1060,5	735,4	563,1	456,9
В 100%, біошлам і калійні міңдобрива	2481,8	1394,2	968,4	741,9	601,6

Таблиця 2. Розрахункова собівартість виробництва біодизеля (в грн./л) із насіння, вирощеного на 100 га

Table 2. Estimated cost of biodiesel production (in UAH / L) from seeds grown per 100 ha

Вид палива і добрив	Врожайність, ц/га				
	10	15	20	25	30
Дизпаливо 100%, міңдобрива	66,7	44,3	33,18	26,45	22,01
Дизпаливо 100%, біошлам і золи	41,07	25,77	17,59	12,63	9,35
В 5%, біошлам і зола	42,45	25,71	17,47	12,5	9,24
В 20%, біошлам і зола	43,21	25,67	17,24	12,22	8,95
В 100%, біошлам і золи	55,05	28,00	17,33	11,59	8,08
В 100%, біошлам і калійні міңдобрива	74,51	38,25	24,56	17,16	12,59

Визначення потреби в дизельному біопаливі В20 для заміни частини 180 т/рік нафтового дизельного палива. Потрібно замінити 20% дизпалива: $180 \cdot 20 / 100 = 36$ т дизпалива. При спалюванні 36000 кг дизпалива отримується $36000 \cdot 42,5 = 1530000$ МДж енергії. Щоб її компенсувати, потрібно $1530000 / 37,2 = 41129$ кг, або 41,129 т дизельного біопалива В100 в складі дизельного біопалива В20.

Економія коштів від заміни частини 180 т/рік нафтового дизельного палива при приготуванні дизельного біопалива В20. Із попередніх розрахунків встановлено, що вартість нафтового дизельного палива в Україні в травні 2019 р. становила 36050 грн./т. Із табл. 2 видно, що при врожайності 30 ц/га розрахункова собівартість виробництва

дизельного біопалива В100 становить 8,95 грн./л, або 8950 грн./м³, при густині дизельного біопалива В100 880 кг/м³ – $8950 / 880 = 10,17$ грн./кг, або $10,17 \cdot 1000 = 10170$ грн./т. Замість 36 т/рік нафтового дизельного палива вартістю $36 \cdot 36050 = 1297800$ грн. для виготовлення дизельного біопалива В20 використовується 41,129 т дизельного біопалива В100 вартістю $41,129 \cdot 10170 = 418282$ грн. При цьому економія коштів від часткової заміни нафтового дизельного палива на дизельне біопаливо В20 становить $1297800 - 418282 = 879518$ грн.

Визначення потреби в дизельному біопаливі В5 для заміни частини 180 т/рік нафтового дизельного палива. Потрібно замінити 5% дизпалива: $180 \cdot 5 / 100 = 9$ т дизпалива. При спалюванні 9000 кг дизпалива отримується $9000 \cdot 42,5 = 382500$ МДж енергії. Щоб її

компенсувати, потрібно $382500/37,2=10282$ кг, або 10,282 т дизельного біопалива В100 в складі дизельного біопалива В5.

Економія коштів від заміни частини 180 т/рік нафтового дизельного палива при приготуванні дизельного біопалива В5. Із попередніх розрахунків встановлено, що вартість нафтового дизельного палива на 15.11.2018 р. становила 36050 грн./т. Із табл. 2 видно, що при врожайності 30 ц/га розрахункова собівартість виробництва дизельного біопалива В10 становить 9,35 грн./л, або 9350 грн./м³, при густині дизельного біопалива В100 880 кг/м³ – $9350/880=10,625$ грн./кг, або $10,625 \cdot 1000=10625$ грн./т. Замість 9 т/рік нафтового дизельного палива вартістю $9 \cdot 36050=342450$ грн. використовується 10,282 т дизельного біопалива В100

в складі дизельного біопалива В5 вартістю $10,282 \cdot 10625=109246$ грн. При цьому економія коштів від часткової заміни нафтового дизельного палива на дизельне біопаливо В5 становить $342450-109246=233204$ грн.

Отже, економія коштів від заміни 180 т/рік нафтового дизельного палива на дизельне біопаливо В100 при врожайності ріпаку 30 ц/га становить 4604440 грн./рік, від заміни частини 180 т/рік нафтового дизельного палива на дизельне біопаливо В20 – 871745 грн./рік, частини 180 т/рік нафтового дизельного палива на дизельне біопаливо В5 – 247719 грн./рік. При цьому площа посівів під ріпак для виробництва відповідного виду дизельного біопалива наведена в табл. 3.

Таблиця 3. Необхідна площа посівів під ріпак для виробництва дизельного біопалива (в га) для обробки 1500 га орних земель.

Table 3. Required crop area for rapeseed production for diesel biofuel (in ha) for cultivation of 1500 ha of arable land.

Біопаливо	Врожайність, ц/га				
	10	15	20	25	30
Дизельне біопаливо В100%	727	484	363	291	242
Дизельне біопаливо В20%	145	97	73	58	48
Дизельне біопаливо В5%	36	24	18	14,5	12

Тому, річна економія коштів від заміни частини нафтового дизельного палива на біодизель в перерахунку на використання 1 га орних земель становить:

– для дизельного біопалива В100: $4604440/242=19027$ грн./га;

– для сумішевого дизельного біопалива В20: $879518/48=18323$ грн./га;

– для сумішевого дизельного біопалива В5: $247719/12=20643$ грн./га.

Висновки

1. Використання 1 га ріллі дає найбільший економічний ефект при виробництві і застосуванні сумішевого дизельного біопалива В5.

Список літератури

1. Поліщук В. М. Тваринні та рослинні жири як сировина для виробництва біодизелю (Узагальнення досвіду). Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2010. № 144. Ч. 3. С. 198–218.

2. Поліщук В. М. Собівартість насіння олійних культур для переробки в біодизель. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2014. № 196. Ч. 2. С. 50–57.

3. Поліщук В. М., Тарасенко С. Є. Собівартість зберігання насіння олійних культур. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і

природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. 2015. № 212. Ч. 1. С. 179–186.

4. Фабіянська В. Ю. Проблемні аспекти обліку виробництва біологічного палива. Інноваційна економіка. 2014. № 4. С. 335–341.

5. Чехова І. В. Напрямки використання олійних культур в біоенергетичній галузі. Науково-технічний бюлетень Інституту олійних культур НААН. 2014. № 21. С. 172–179.

6. Войтов В. А., Даценко М. С., Карнаух М. В., Клімов П. М. Собівартість виробництва біодизеля на базі етилових ефірів жирних кислот рослинних олій. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2010. Вип. 94: Проблеми технічної експлуатації машин. Системотехніка і технології лісового комплексу. С. 270–277.

7. Святченко С. І. Розрахунки витрат при виробництві біопалива. Вісник Донецького національного університету. Серія: Природничі науки. 2009. С. 577–578.

8. Поліщук В. Н. Себестоимость производства биодизеля. Мир науки и инноваций. 2016. Вып. 1 (3). Т. 7. С. 78–81.

9. Паламаренко Я. В. Економічна ефективність діяльності сільськогосподарських кооперативів з виробництва біодизеля. Економіка і суспільство. 2018. № 17. С. 138–147. DOI: 10.32782/2524-0072/2018-17-20.

10. ДСТУ 6081:2009. Паливо моторне. Ефіри метилові жирних кислот олій і жирів для дизельних двигунів. Технічні вимоги. Дійсний від 01.03.2010. К.: Держспоживстандарт України, 2009. 15 с.

11. ДСТУ 4840:2007. Паливо дизельне підвищеної якості. Технічні вимоги. Дійсний від

01.01.2008. Київ: Держспоживстандарт України, 2007. 16 с.

12. ДСТУ 3868:99. Паливо дизельне. Технічні умови. Дійсний від 01.09.1999. Київ: Держстандарт України, 1993. 16 с.

13. Кисляченко М. Ф., Лобастов І. В. Нормативи витрат живої та уречевленої праці на виробництво зернових культур. К.: НДІ Укргропромпродуктивність, 2011. 352 с.

14. Поліщук В. М., Лобастов І. В., Мороз А. І. Моделювання собівартості вирощування зернових культур. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. 2009. № 134. Ч. 2. С. 59–69.

15. Вантажно-розвантажувальні роботи. Методика розрахунку та норми виробітку, часу і витрат палива на вантажно-розвантажувальні роботи. За ред. і під методичним керівництвом В. В. Вітвицького. К.: Комплекс Віта, 1999. Кн. 5. Ч. 2. 352 с.

16. Вітвицький В. В., Демчак І. М., Пивовар В. С., Величко А. Є., Нечипорук А. А., Нуждін Є. М., Засуха В. П., Кисляченко М. Ф., Лобастов І. В. Типові норми продуктивності машин і витрати палива на збиранні сільськогосподарських культур. К.: НДІ "Укргропромпродуктивність", 2005. 544 с.

17. Вітвицький В. В., Демчак І. М., Пивовар В. С., Величко А. Є., Нечипорук А. А., Нуждін Є. М., Засуха В. П., Кукса Л. В., Гнатюк Г. П. Типові норми продуктивності і витрат палива на сівбі, садінні та догляді за посівами. К.: НДІ "Укргропромпродуктивність", 2005. 544 с.

18. Вітвицький В. В., Кисляченко М. Ф., Лобастов І. В., Нечипорук А. А. Методика нормування ресурсів для виробництва продукції рослинництва. К.: НДІ "Укргропромпродуктивність", 2006. 106 с.

19. Вітвицький В. В., Кисляченко М. Ф., Максимчук М. А., Кушніренко В. І., Лобастов І. В., Сачук А. Ф. Норми продуктивності та витрати палива на обробці продукції рослинництва. К.: НДІ "Укргропромпродуктивність", 2007. 280 с.

20. Вітвицький В. В., Лобастов І. В., Кисляченко М. Ф., Семененко Н. М., Нуждін Є. М., Панкова А. І. Типові норми продуктивності машин і витрат палива на передпосівному обробітку ґрунту. К.: НДІ "Укргропромпродуктивність", 2005. 672 с.

21. Вітвицький В. В., Семененко Н. М., Лобастов І. В., Панкова А. І., Калиновський Р. С., Ковальова Г. І., Пивовар В. С. Тракторно-транспортні роботи: методика розрахунку та норми виробітку і витрати палива. За ред. і під методичним керівництвом В. В. Вітвицького. К.: Комплекс Віта, 1995. Кн. 5. 488 с.

22. Демчак І. М., Кисляченко М. Ф., Лобастов І. В., Величко І. М., Прошко Г. М., Чорна О. М., Петрикін І. В., Троїцій П. П., Ковальова Г. І., Супричова Л. І., Гордійчук М. І., Кудлай С. І., Поліньок Г. В., Бохан Т. М., Ковач Ю. Е., Нерубайська Н. І., Ляїна Г. В. Методичні положення та норми виробітку на ручних роботах у рослинництві. К.: НДІ Укргропромпродуктивність, 2011. 672 с.

23. Демчак І. М., Мельник С. І., Кисляченко М. Ф., Демидов О. А., Лобастов І. В., Головань В. В., Пивовар В. С., Нечипорук А. А. Методика формування

витрат трудових і матеріальних ресурсів та нормативи витрат на виробництво технічних культур. К.: НДІ Укргропромпродуктивність, 2012. 526 с.

24. Методика розробки та норми виробітку і витрати палива на внесення добрив, хімічний захист сільськогосподарських культур (Нова техніка). К.: Центр "Агропромпраця", 2001. 176 с.

25. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. Затверджено наказом Міністерства транспорту України від 10 лютого 1998 р. № 43 зі змінами і доповненнями, внесеними наказами Міністерства транспорту України від 17 грудня 2002 року № 893, від 16 лютого 2004 року № 99, від 5 серпня 2008 року № 973. 96 с.

26. Нормы времени работы и простоя грузовых автомобилей. Утвержденно постановлением Министерства труда и социального развития Российской Федерации № 76 от 17.10.2000.

27. Мельник В. І., Ревенко Ю. І., Карабиньох С. С. Амортизація основних засобів: методичні вказівки до виконання лабораторних робіт для студентів за напрямками 6.070101 "Транспортні технології (за видами транспорту)" та 6.100102 "Процеси, машини та обладнання агропромислового комплексу". К.: ТОВ "Тонар", 2012. 26 с.

28. Гречкосій В. Д., Гуменюк Я. В., Кононенко М. П., Криштов О. П., Мельник І. І., Марченко В. В., Сень В. І. Нормативна база для обчислення витрат коштів на утримання техніки. Економічний довідник аграрника. К.: Преса України, 2003. С. 457–496.

29. Тищенко Л. М., Корнієнко С. І., Дубровін В. А. Технологічні карти вирощування сільськогосподарських культур: монографія. Харків: ХНТУСГ, 2015. 273 с.

References

1. Polishchuk, V. M. (2010). Animal and vegetable fats as raw materials for biodiesel production (Generalization of experience). Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Engineering and Energy of Agroindustrial Complex. 144 (3), 198–218.
2. Polishchuk, V. M. (2014). Cost of oilseeds for biodiesel processing. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Engineering and Energy of Agroindustrial Complex. 196 (2), 50–57.
3. Polishchuk, V. M., Tarasenko, S. E. (2015). Cost of storage of oilseeds. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Engineering and Energy of Agroindustrial Complex. 212 (1), 179–186.
4. Fabianskaya, V. Yu. (2014). Problematic aspects of accounting for biofuel production. Innovative economy. 4, 335–341.
5. Chekhova, I. V. (2014). Directions of use of oilseeds in the bioenergy sector. Scientific and Technical Bulletin of the Institute of Oilseeds of the National Academy of Sciences of Ukraine. 21, 172–179.
6. Voitov, V. A., Datsenko, M. S., Karnauh, M. V.,

- Klimov, P. M. (2010). Cost of production of biodiesel on the basis of ethyl esters of fatty acids of vegetable oils. Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Peter Vasylenko. 94: Problems of technical operation of machines. Forestry system engineering and technology, 270–277.
7. Svyatchenko, S. I. (2009). Costs for biofuel production. Bulletin of Donetsk National University. Series: Natural sciences, 577–578.
8. Polishchuk, V. M. (2016). Cost of biodiesel production. The world of science and innovation. 1 (7), 78–81.
9. Palamarenko, Y. V. (2018). Economic efficiency of agricultural cooperatives for biodiesel production. 17, 138–147. DOI: 10.32782/2524-0072/2018-17-20.
10. Motor fuel. Esters of methyl fatty acids of oils and fats for diesel engines. Technical requirements. (2009). DSTU 6081-2009 from 1d March 2010. Kyiv: Derzhspozhyvstandart Ukraine [in Ukrainian].
11. High quality diesel fuel. Technical requirements. (2007). DSTU 4840-2007 from 1d January 2008. Kyiv: Derzhspozhyvstandart Ukraine [in Ukrainian].
12. Diesel fuel. Specifications. (1993). DSTU 3868-99 from 1d September 1999. Kyiv: Derzhstandart Ukraine [in Ukrainian].
13. Kislyachenko, M. F., Lobastov, I. V. (2011). Cost standards of live and work for the production of cereals. Kyiv: Ukragropromproductivity Research Institute, 352.
14. Polishchuk, V. M., Lobastov, I. V., Moroz, A. I. (2009). Modeling the cost of growing cereals. Scientific Bulletin of the National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine. Series: Engineering and Energy of Agroindustrial Complex. 134 (2), 59–69.
15. Vitvitsky, V. V. (1999). Handling. Calculation methodology and rates of production, time and fuel consumption for handling. Kyiv: Complex Vita. 352.
16. Vitvitsky, V. V., Demchak, I. M., Pivovar, V. S., Velichko, A. E., Nechiporuk, A. A., Nuzhdin, E. M., et al. (2005). Typical machine performance standards and fuel consumption for crops. Kyiv: Ukragropromproductivity Research Institute, 544.
17. Vitvitsky, V. V., Demchak, I. M., Pivovar, V. S., Velichko, A. E., Nechiporuk, A. A., Nuzhdin, E. M., et al. (2005). Typical rates of productivity and fuel consumption for sowing, planting and care of crops. Kyiv: Ukragropromproductivity Research Institute, 544.
18. Vitvitsky, V. V., Kislyachenko, M. F., Lobastov, I. V., Nechiporuk, A. A. (2006). Methods of rationing resources for crop production. Kyiv: Ukragropromproductivity Research Institute, 106.
19. Vitvitsky, V. V., Kislyachenko, M. F., Maksymchuk, M. A., Kushnirenko, V. I., Lobastov, I. V., Sachuk, A. F. (2007). Performance and fuel consumption rates for crop production. Kyiv: Ukragropromproductivity Research Institute, 280.
20. Vitvitsky, V. V., Lobastov, I. V., Kislyachenko, M. F., Semenenko, N. M., Nuzhdin, E. M., Pankova, A. I. (2005). Typical machine performance and fuel consumption for pre-sowing tillage. Kyiv: Ukragropromproductivity Research Institute, 672.
21. Vitvitsky, V. V., Semenenko, N. M., Lobastov, I. V., Pankova, A. I., Kalinovskiy, R. S., Kovaleva, G. I., et al. (1995). Tractor work: calculation method and rates of production and fuel consumption. Kyiv: Complex Vita. 488.
22. Demchak, I. M., Kislyachenko, M. F., Lobastov, I. V., Velichko, I. M., Proshko, G. M., Chorna, O. M., et al. (2011). Methodical provisions and norms of production on manual works in plant growing. Kyiv: Ukragropromproductivity Research Institute, 672.
23. Demchak, I. M., Melnyk, S. I., Kislyachenko, M. F., Demidov, O. A., Lobastov, I. V., Golovan, V. V., et al. (2012). Methods of formation of costs of labor and material resources and standards of costs for the production of industrial crops. Kyiv: Ukragropromproductivity Research Institute, 526.
24. Development methodology and rates of production and fuel consumption for fertilizer application, chemical protection of crops (New machinery). (2001). Kyiv: Agroprompratsia Center, 176.
25. Fuel and lubricant consumption rates for road transport. Approved by the Decree of the Ministry of Transport of Ukraine dated February 10, 1998 № 43, as amended by the orders of the Ministry of Transport of Ukraine dated December 17, 2002 № 893, February 16, 2004 No. 99, dated August 5, 2008 № 973. 96 p.
26. Standards of working time and downtime of trucks. Approved by the resolution of the Ministry of Labor and Social Development of the Russian Federation No. 76 dated 10/17/2000.
27. Melnyk, V. I., Ravenko, Yu. I., Karabinosh, S. S. (2012). Depreciation of fixed assets: methodical instructions for performing laboratory work for students in the directions 6.070101 "Transportation Technologies (by type of transport)" and 6.100102 "Processes, machines and equipment of agro-industrial complex". Kyiv: LLC "Tonar", 26.
28. Grechkosi, V. D., Humeniuk, J. V., Kononenko, M. P., Kryshov, O. P., Melnyk, I. I., Marchenko, V. V., et al. (2003). Regulatory framework for calculating the cost of maintenance of equipment. Drobot, V. I., Zub, G. I., Kononenko, M. P., Borisenko, M. M., Bublik, S. Ya. Farmers' Economic Directory. Kyiv: Press of Ukraine, 457–496.
29. Tishchenko, L. M., Kornienko, S. I., Dubrovin, V. A., Adamchuk, V. V., Pashchenko, V. F., Kharchenko, S. O., et al. (2015). Technological maps of crop production: monograph. Kharkiv: Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Peter Vasylenko. 273.

ИССЛЕДОВАНИЯ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОИЗВОДСТВА И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БИОДИЗЕЛЯ В МОДЕЛЬНОМ ХОЗЯЙСТВЕ

В. Н. Полищук, Д. А. Дерев'янка, В. Р. Білецький

Аннотация. Проведен анализ экономической эффективности производства биодизеля. Установлено, что себестоимость производства биодизеля зависит от урожайности семян масличных культур, их засоренности и влажности. При увеличении засоренности и влажности семян масличных культур себестоимость производства биодизеля резко возрастает вследствие увеличения затрат на очистку и сушку сырья. Целью нашего

исследования является установление экономической эффективности производства и использования биодизеля в модельном хозяйстве на 1500 га пахотных земель. Исследование экономической эффективности производства и использования биодизеля в модельном хозяйстве на 1500 га пахотных земель проводилось для использования смешанного дизельного биотоплива B5, B20 и B100. Определялась потребность хозяйства в дизельном топливе, устанавливалось количество биодизеля, которое нужно выработать для замены 5, 20% и 100% нефтяного дизельного топлива на биодизель в смешанном биотопливе. Определялась себестоимость производства биодизеля и экономия средств от замены соответствующего количества нефтяного дизельного топлива на биодизель. Определено, что годовая экономия средств от замены части нефтяного дизельного топлива на биодизель для дизельного биотоплива B100 составляет 4604440 грн., для смешанного дизельного биотоплива B20 – 879518 грн., для смешанного дизельного биотоплива B5 – 247719 грн., а годовая экономия средств от замены части нефтяного дизельного топлива на биодизель в пересчете на использование 1 га пахотных земель составляет для дизельного биотоплива B100 – 19027 грн./га, для смешанного дизельного биотоплива B20 – 18323 грн./га, для смешанного дизельного биотоплива B5 – 20643 грн./га. Поэтому использование 1 га пашни дает наибольший экономический эффект при производстве и применении смешанного дизельного биотоплива B5.

Ключевые слова: биодизель, смешанных топлив, экономическая эффективность, себестоимость, годовая экономия средств

B20 – 879518 UAH., for mixed diesel biofuel B5 – 247719 UAH., and for the annual savings of diesel diesel fuel for biodiesel in terms of 1 ha of arable land is for diesel biofuels B100 – 19027 UAH / hectares, for mixed diesel biofuels B20 – 18323 UAH / hectares, for mixed diesel biofuels B5 – 20643 UAH / hectares. Therefore, the use of 1 ha of arable land gives the greatest economic effect in the production and use of blended diesel biofuel B5.

Key words: biodiesel, mixed fuel, economic efficiency, cost, annual cost savings.

В. М. Поліщук ORCID 0000-0002-9654-9051.

Д. А. Дерев'янюк ORCID

В. Р. Білецький ORCID 0000-0002-9431-6350.

RESEARCH OF ECONOMIC EFFICIENCY OF PRODUCTION AND USE OF BIODIESEL IN MODEL ECONOMY

V. M. Polishchuk, D. A. Derevianko, V. R. Biletskii

Abstract. The economic efficiency of biodiesel production has been analyzed. It is established that the cost of production of biodiesel depends on the yield of oilseeds, their clogging and humidity. With the increase in the clogging and humidity of oilseeds, the cost of biodiesel production increases sharply as a result of increased costs for the purification and drying of raw materials. The purpose of our study is to establish the economic efficiency of production and use of biodiesel in a model farm on 1500 hectares of arable land. The economic efficiency of production and use of biodiesel in a model farm on 1500 hectares of arable land was conducted for the use of mixed diesel biofuels B5, B20 and B100. The need for economy in diesel fuel was determined, the amount of biodiesel required for replacement of 5%, 20% and 100% of petroleum diesel for biodiesel in mixed biofuel was established. The cost of biodiesel production was established and cost savings from replacing the corresponding amount of petroleum diesel with biodiesel. It is established that the annual savings from the replacement of part of petroleum diesel fuel for biodiesel for diesel biofuels B100 – 4604440 UAH, for mixed diesel biofuels

УДК 631.363

ВСТАНОВЛЕННЯ ФАКТИЧНОГО ДІАМЕТРА ДРОСЕЛЬНОГО ОТВОРУ КОЛЕКТОРА В ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД ІНТЕНСИВНОСТІ МОЛОКОВІДДАЧІ ТА ДІАМЕТРА МОЛОЧНОГО ШЛАНГА

В. І. Ачкевич, О. М. Ачкевич

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: achkevych@gmail.com.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 24, рис. 15, табл. 1.

Анотація. Одним із основних процесів у молочному скотарстві вважається процес доїння корів, у загальних затратах на виробництво молока його частка складає біля 70%. Доїльні установки, які сьогодні використовуються в Україні, суттєво відрізняються одна від одної як за конструкцією, так і за організацією технології доїння. Ні одна машина, яку сьогодні використовують в агропромисловому комплексі не контактує так близько з живим організмом, як доїльний апарат. І тому недоліки конструкції негативно впливають на фізіологічний стан тварини та якість отриманого молока.

Технологія виробництва на молочній фермі повинна відповідати сучасним вимогам і забезпечувати рентабельне отримання високоякісного молока з ощадним ставленням до збереження здоров'я тварин. Якість молока залежить від багатьох факторів: кормової бази, умов утримання, санітарного стану та технічних характеристик обладнання. За статистичними даними в нашій країні господарствами різних категорій виробляється молоко екстра гатунку близько 16 %, вищого гатунку – 35 % та першого гатунку на рівні 40 %. Важливим є збереження якості молока при машинному доїнні. Існує проблема виведення видоеного молока з молокозбірної камери колектора у верхній молокопровід (для доїльних установок типу «молокопровід»), особливо це стосується процесу машинного доїння високопродуктивних корів, коли має місце несвоєчасне відведення молока із колектора та пульсація потоку в молочному шлангові. За даними досліджень, встановлено, що при доїнні у верхній молокопровід втрати молочного жиру становлять від 0,16 % до 0,3 %. Крім того, збовтування молока в молочних шлангах створює багато піни, вміст жиру в якій досягає 12–15 %. Причиною є недотримання та порушення технології доїння. Це вимагає посилення уваги до технології доїння, оскільки через її порушення, втрати молока можуть становити від 25 % до 30 %, та у результаті неповного видоювання молока із вим'я втрачається до 12 % його жирності.

Ключові слова: молокопровід, доїльний апарат, колектор, режим транспортування, молочний шланг, дроселюючий отвір, втрати тиску.

Постановка проблеми

Процес доїння потребує правильного вибору доїльного апарата, адже він має безпосередній контакт з організмом тварини та вимагає враховувати анатомічну будову вимені. Суттєвим елементом машинного доїння є повнота видоювання та рівень негативного впливу на вим'я корови.

Застосування обладнання, що не відповідає фізіологічним вимогам корів може призвести до негативних наслідків при доїнні, а саме: неповного видоювання, що знижує продуктивність корів; зворотного потоку молока в колекторі доїльного апарата, що провокує перенесення бактерій між дійками корови; значного коливання вакуумметричного тиску в молокозбірній камері колектора упродовж такту ссання, що призводить до захворювання маститом; недостатнього вакуумметричного тиску в такті стиснення, що змінює режим транспортування молока та в подальшому знижує його якість; невідповідності конструкційних та режимних параметрів доїльного апарату, що призводить до наповнення доїльного апарата на вим'я корови та перетискання сосків [1-4].

Основною проблемою при роботі доїльного апарата є нестабільність вакуумметричного тиску в такті ссання та недостатній градієнт тиску в такті стиснення. Відомо, що систематичні коливання вакуумметричного тиску більше 6 кПа, в такті ссання, знижують продуктивність корів від 4 % до 9 %, та провокують захворюваність корів на мастит різної форми до 25 %. [5, 6] Недостатній рівень вакуумметричного тиску призводить до зниження надойів до 14 % [7-9], а нестабільні умови транспортування викликають спінювання молока, укрупнення жирових кульок, які в подальшому відкладаються на стінках молокопроводу і, як наслідок, погіршують якість молока.

Тому актуальним є обґрунтування конструкційних параметрів двокамерного колектора доїльного апарата та раціональних режимних характеристик для забезпечення збереження повноти продуктивного потенціалу тварин, дотримання якісних характеристик отриманого

молока та підвищення ефективності машинного доїння в цілому.

Аналіз останніх досліджень

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях параметрів колектора доїльного апарата обґрунтовано конструкційно-технологічні схеми колекторів доїльного апарата, досліджено конструкційні параметри та складено залежності, які визначають падіння вакуумметричного тиску в молокозбірній камері колектора в залежності від ваги порції молока, діаметра молокопровідного шланга та кількості повітря, що надходить в молокозбірну камеру колектора [10]. Не вирішеним залишається питання встановлення раціонального співвідношення між конструкційними параметрами молокозбірної камери колектора та режимами транспортування молока молокопровідним шлангом до молокопроводу. Для цього необхідно узгодити подачу повітря до молокозбірної камери упродовж такту стиснення з інтенсивністю молоковіддачі з метою забезпечення транспортуючої різниці тисків. При недостатньому перепаді тиску чи збільшеному діаметрі молокопровідного шланга порція молока не встигає піднятися до молокопроводу упродовж одного пульсу. Повернення молока до колектора спричиняє збільшення втрат тиску на транспортування наступної порції. Виникає пульсуючий рух та значні коливання тиску, що знижує ефективність транспортуючої ланки. При надмірному надходженні повітря змінюється режим транспортування молока з порційного на диспергований, що негативно впливає на якість молока. Також є ймовірність спадання доїльного апарата з вимені.

Тому відсутність науково обґрунтованих конструкційно-технологічних параметрів та режимів роботи спонукає до проведення досліджень у напрямку встановлення раціональної структурно-функціональної схеми доїльного апарата з двокамерним колектором та порційним впуском повітря. Характерною конструкційною особливістю колектора є наявність двох відокремлених перегородкою молокозбірних камер кожна з яких з'єднується з молокопроводом окремим молокопровідним шлангом і збирає молоко лише від двох доїльних стаканів. При цьому кожна молокозбірна камера сполучена дросельним отвором з відповідними розподільними камерами колектора та безпосередньо з пульсатором. За рахунок такого рішення стабілізується вакуумметричний тиск в молокозбірній камері колектора під час такту ссання [11]. В такті стиснення пульсатор переключається та подає атмосферне повітря в міжстінні простори доїльних стаканів, відбувається такт стиснення. В той же час атмосферне повітря порційно надходить через дросельний отвір в молокозбірну камеру колектора створюючи при цьому різницю тисків, що дозволяє транспортувати порцію молока.

Для забезпечення гарантованого транспортування молока молокопровідним шлангом до магістрального молокопроводу [12], тобто тиск в молокозбірній камері колектора в такті стиснення повинен бути більший тиску в молокопроводі на

величину втрат тиску на транспортування порції молока. У структурі втрат тиску на транспортування порції молока найбільшу питому вагу займають втрати тиску по довжині молокопровідного шланга – 50 % та втрати тиску на подолання ваги порції молока – 30 %. Найменші втрати тиску припадають на місцеві опори – біля 2,5 %.

Таким чином, обґрунтовані конструкційні параметри колектора доїльного апарата мають раціональний характер, що потребує підтвердження шляхом проведення експериментальних досліджень.

Мета досліджень

Мета досліджень полягає у визначенні фактичного діаметра дросельного отвору двокамерного колектора доїльного апарата з метою підвищення ефективності процесу машинного доїння корів.

Результати досліджень

Для забезпечення гарантованого транспортування молока молочним шлангом до магістрального молокопроводу повинна виконуватись умова:

$$p_{пк} \geq p_{мп} + \Delta p_{т}. \quad (1)$$

Тиск у молочній камері колектора необхідно збільшити до рівня ($p_{пк}$) від початкової його величини (p_n). Тому, до молокозбірної камери колектора, для забезпечення необхідної різниці тисків ($p_{пк} - p_n$) має надійти, через дросельний отвір, повітря із подачею (Q_n):

$$V_{к} = Q_{п} \cdot t_{ст}, \quad (2)$$

де $V_{к}$ – об'єм, який заповнює повітря для досягнення тиску $p_{пк}$, м³.

Відповідно до рівняння Бойля-Маріотта [9]:

$$p_{пк} V_{пк} = p_{п} V_{п}. \quad (3)$$

Прирівняємо рівняння (2-3) та виділимо потік повітря:

$$Q_{п} = \frac{p_{п} V_{п}}{t_{ст} p_{пк}}. \quad (4)$$

Підставимо у рівняння (4) залежність приросту тиску Δp у молокозбірній камері на початку такту [10] та тиск в кінці такту стиснення p_n [11]:

$$Q_{п} = \frac{\frac{p_{к} V_{к}}{V_{к} - \frac{1}{2} (Q_{м} - Q_{м} e^{-t_{с}}) t_{сс}} \cdot \left(V_{к} - \frac{1}{2} Q_{м} t_{сс} \right)}{t_{ст} p_{пк}} = \frac{p_{к} (V_{к}^2 - V_{к})}{p_{м} + \Delta p_{т} \left(V_{к} t_{ст} - \frac{1}{2} Q_{м} t_{сс} t_{ст} - t_{сс} \right)}. \quad (5)$$

За формулою (5) можна визначити необхідну фактичну подачу повітря до молокозбірної камери

колектора для виконання умови (1) залежно від конструкційно-технологічних параметрів колектора доїльного апарата та режимів доїння.

Відповідно до досліджень [13, 14], у молочному шлангові рухається двофазне середовище – суміш молока та повітря. Формула (5) справедлива за умови допущення, що порція молока залишається постійною та не руйнується під час транспортування до магістрального молокопроводу, а втрати тиску спричинені переміщенням повітряного потоку молочним шлангом є незначними, оскільки густина повітря складає одну тисячну долю від густини молока, тому не мають суттєвого впливу на величину Δp_t (рис. 1). Такі допущення впливають із прийнятого режиму подачі повітря до молокозбірної камери колектора – під час стиснення. Тому, кожна порція видоєного молока буде знаходитись, в молочному шлангові, між двома повітряними пробками.

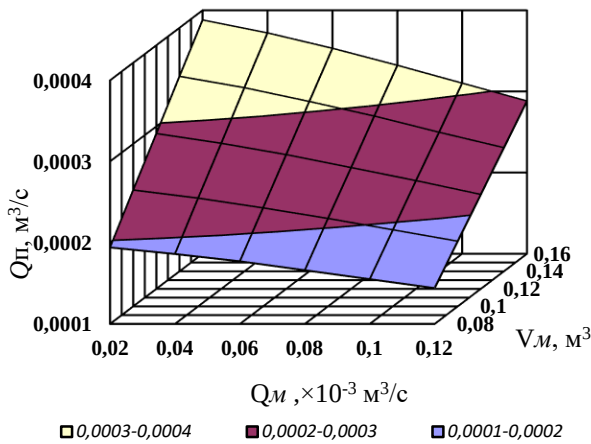


Рис. 1. Залежність інтенсивності подачі повітря через дросельний отвір (Q_p) від інтенсивності молоковіддачі (Q_m) та конструкційного об'єму секції молокозбірної камери колектора (V_k) при діаметрі молочного шланга $d_{ш}=10$ мм.

Fig. 1. The dependence of the intensity of the air flow through the throttle hole (Q_p) from the intensity of milk yield (Q_m) and the design volume of the cluster chamber (V_k) at the diameter of the milk hose $d_{ш}=10$ мм.

Інтенсивності подачі повітря (Q_p) до секції молокозбірної камери колектора (рис. 1) зростає при збільшенні її конструкційного об'єму (V_k) та зменшується при зниженні інтенсивності молоковіддачі (Q_m) незалежно від діаметра молочного шланга. Збільшення подачі повітря пов'язано із збільшенням об'єму вільного від молока при зростанні об'єму молочної камери незалежно від інтенсивності молоковіддачі. Зменшення подачі повітря, навпаки, зумовлено зменшенням вільного від молока об'єму молочної камери колектора при зростанні інтенсивності молоковіддачі.

Вплив діаметра молочного шланга ($d_{ш}$) на кількість необхідного для транспортування порції молока повітря зображено на рис. 2.

При збільшенні діаметра молочного шланга (рис. 2) від 10 до 16 мм інтенсивність подачі повітря (Q_p) зростає на 2 % при інтенсивності молоковіддачі

$Q_m=0,02$ л/с та на 22,4 % при $Q_m=0,12$ л/с. Це вказує на суттєвий вплив вибору діаметра молочного шланга для забезпечення гарантованої умови транспортування порції молока до магістрального молокопроводу для доїння високопродуктивних корів. За умови максимального значення інтенсивності молоковіддачі ($Q_m=0,12$ л/с) та найменшого діаметра молочного шланга ($d_{ш}=10$ мм) спостерігається мінімальна необхідна подача повітря ($Q_p=0,18$ л/с).

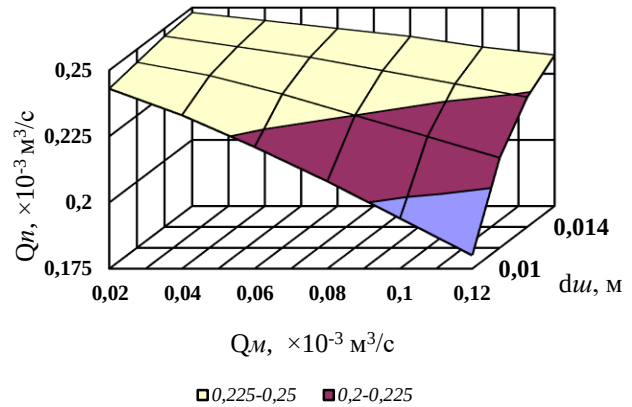


Рис. 2. Залежність інтенсивності подачі повітря (Q_p) через дросельний отвір до колектора від діаметрі молочного шланга ($d_{ш}$) та інтенсивності молоковіддачі (Q_m) при конструкційному об'ємі секції молокозбірної камери $V_k=0,1 \times 10^{-3}$ м³.

Fig. 2. The dependence of the intensity of air flow through the throttle hole (Q_p) to the diameter of the milk hose ($d_{ш}$) and the intensity of milk yield (Q_m) at the design volume of the cluster chamber $V_k=0,1 \times 10^{-3}$ м³.

Дослідженнями [15] встановлена залежність для визначення параметра насиченості повітрям простору молочного шланга:

$$\varphi_p = \frac{Q_p}{Q_p + Q_m}, \quad (6)$$

де Q_p – потік повітря, визначений за формулою (5), м³/с.

Протягом циклу доїння ($t_{cc}+t_{ct}=t_u$) молочний шланг буде заповнений повітрям та молоком, тобто, виконується умова:

$$\varphi_p + \varphi_m = 1, \quad (7)$$

де φ_m – ступінь заповнення молоком простору молочного шланга.

Таким чином, порція молока за такт ссання (t_{cc}) та повітря за такт стиснення (t_{ct}) займуть спільний сукупний об'єм (V_{cm}). Відповідно, густину двофазної суміші встановимо за допомогою формули:

$$p_{cm} = \frac{m_{cm}}{V_{cm}} = \frac{p_{pk}V_{pk} + p_mV_m}{p_{pk} + V_m} \quad (8)$$

де m_{cm} – маса двофазної сумішки молока і повітря, кг;

V_{cm} – сукупний об'єм, який займає повітря та молоко у молочному шлангові, за один цикл транспортування (t_{tr}), м³.

Швидкість (v_{cm}) сукупного потоку молока і повітря у молочному шлангові, з врахуванням нерозчинності порції молока у повітряному потоці

(рис. 3), можна визначити за допомогою рівняння нерозривності потоку:

$$\vartheta_{cm} = \frac{V_k}{t_{cc} t_{ct}} = 1,273 \frac{(Q_{пt_{ct}} - \frac{1}{2} Q_m t_{cc})}{t_{ct} d_{ш}^2} \quad (9)$$

де $t_{тр}$ – тривалість циклу транспортування порції молока, отриманої за такт ссання, яка рівна тривалості циклу доїння ($t_{ц}$), с.

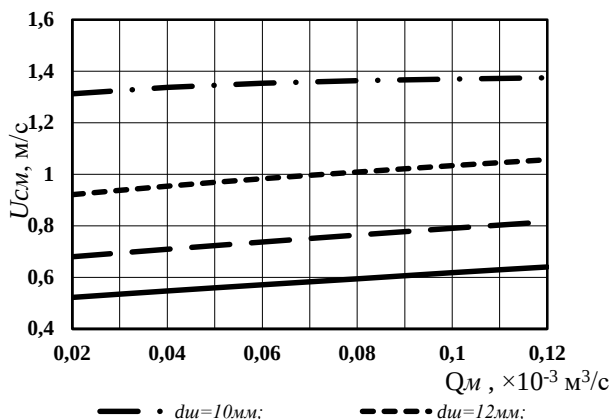


Рис. 3. Залежність швидкості сукупного потоку молока і повітря (U_{cm}) від інтенсивності молоковіддачі (Q_m) та діаметру молочного шланга ($d_{ш}$) при конструкційному об'ємі молокозбірної камери колектора $V_k=0,10 \times 10^{-3} \text{ м}^3$.

Fig. 3. The dependence of the rate of total milk and airflow (U_{cm}) on the intensity of milk yield (Q_m) and the diameter of the milk hose ($d_{ш}$) at the design volume of the cluster chamber $V_k=0,10 \times 10^{-3} \text{ м}^3$.

Вища швидкість сукупного потоку молока і повітря (v_{cm}) відповідає діаметру молочного шланга $d_{ш}=10 \text{ мм}$ (рис. 3), незалежно від інтенсивності молоковіддачі (Q_m) та конструкційного об'єму (V_k) молокозбірної камери колектора. Причому, швидкість потоку (v_{cm}) зростає зі збільшенням інтенсивності молоковіддачі, що пояснюється зростанням приросту тиску у молочній камері колектора за рахунок більшого об'єму V_m . Вищий діаметр молочного шланга, за однакових початкових умов (Q_m , V_k), характеризується зниженням швидкості потоку (v_{cm}). Так, в діапазоні діаметрів молочного шланга $d_{ш}=10$ -12 мм швидкість потоку (v_{cm}) знижується на 29,8 % за умови інтенсивності молоковіддачі $Q_m=0,02 \text{ л/с}$, а при $Q_m=0,02 \text{ л/с}$ – на 23,13 %. При збільшенні діаметра до $d_{ш}=14 \text{ мм}$ та $d_{ш}=16 \text{ мм}$, зниження швидкості потоку складає 26,2 %-22,9 % та 23,2 %-21,5 % для відповідних параметрів молоковіддачі. Аналогічна закономірність розподілу швидкостей потоку спостерігається і для більших об'ємів молокозбірної камери колектора (V_k).

Зі збільшенням конструкційного об'єму молокозбірної камери колектора (V_k) характер розподілу швидкостей (v_{cm}) змінюється для діаметра молочного шланга $d_{ш}=10 \text{ мм}$ (рис. 4). Так, в діапазоні об'ємів молокозбірної камери колектора $V_k=0,012$ -0,016 л швидкість потоку знижується зі зростанням інтенсивності молоковіддачі (Q_m). Але загальна тенденція розподілу вищих швидкостей потоку для більшого об'єму секції молокозбірної камери колектора (V_k) не залежить від інтенсивності

молоковіддачі (Q_m) та залишається незмінною в досліджуваному діапазоні діаметрів молочного шланга ($d_{ш}=10$ -16 мм). Це можна пояснити вищою інтенсивністю подачі повітря ($Q_{п}$), що призводить до збільшення доли повітря, яке має меншу від молока густину та, відповідно, вищу швидкість, у сукупному молоко-повітряному потоці. Такий висновок корелює із результатами досліджень [13] руху двофазних середовищ виконаних вітчизняними та зарубіжними вченими.

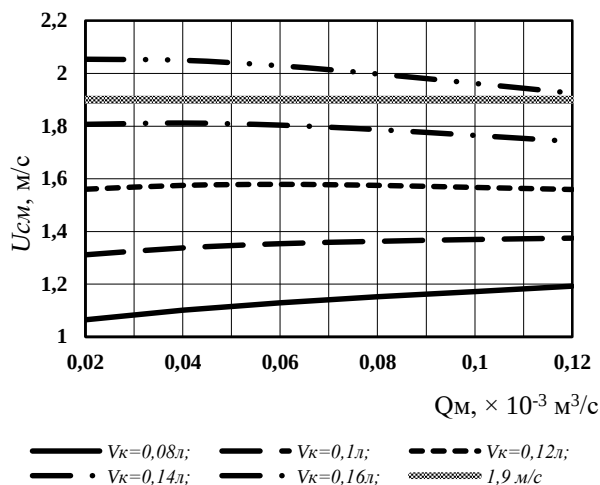


Рис. 4. Залежність швидкості сукупного потоку молока і повітря (U_{cm}) від інтенсивності молоковіддачі (Q_m) та конструкційного об'єму секції молокозбірної камери колектора (V_k) при діаметрі молочного шланга $d_{ш}=10 \text{ мм}$.

Fig. 4. The dependence of the rate of total milk and air flow (U_{cm}) on the intensity of milk yield (Q_m) and the design volume of the cluster chamber (V_k) at the diameter of the milk hose $d_{ш}=10 \text{ мм}$.

Відповідно до досліджень Фененка А. І. [13] критична швидкість, що відділяє режими транспортування молоко-повітряної сумішки до магістрального молокопроводу (пробковий потік переходить у розподільний) становить 1,90 м/с (рис. 4), а гранично допустима швидкість що визначає збереження якісних показників видоєного молока на рівні 2,5-2,8 м/с. Таким чином, встановлені нами режими транспортування молока знаходяться у визначених раціональних межах, окрім поєднання $V_k=0,016 \text{ л}$ і $d_{ш}=10 \text{ мм}$.

З метою встановлення фактичного діаметра дросельного отвору (d_o) візьмемо за основу формулу діаметр дросельного отвору (d) [11]:

$$d = 2 \sqrt{\frac{Q_{пp_p}}{\pi \vartheta_{пp_{пк}}}} \quad (10)$$

З врахуванням рівнянь розписаних в працях [11] та [12] рівняння фактичного діаметра дросельного отвору набуде вигляду праці:

$$d = 2 \sqrt{\frac{Q_{пp_p}}{\pi \vartheta_{п(p_{пк} + \Delta p_{\tau})}}} = 1,129 \left(\frac{Q_{пp_p}}{p_m + \Delta p_{\tau}} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\rho}{2(p_p - p_n)} \right)^{0,25} \quad (11)$$

Вплив початкових умов на фактичний діаметр дросельного отвору показано на рис. 5.

Відповідно до рис. 5, фактичний діаметр дросельного отвору (d_o) зменшується зі зростанням інтенсивності молоковіддачі (Q_m) в межах фіксованого об'єму секції молокозбірної камери колектора (V_k) при діаметрі молочного шланга $d_{ш}=10$ мм. Більшому об'єму секції молокозбірної камери колектора (V_k) відповідає більший діаметр дросельного отвору (d_o). Це пояснюється тим, що зі зростанням V_k зменшується рушійна різниця тисків ($p_p - p_n$) при одночасній потребі у збільшенні інтенсивності подачі повітря (Q_n) до молочної камери колектора.

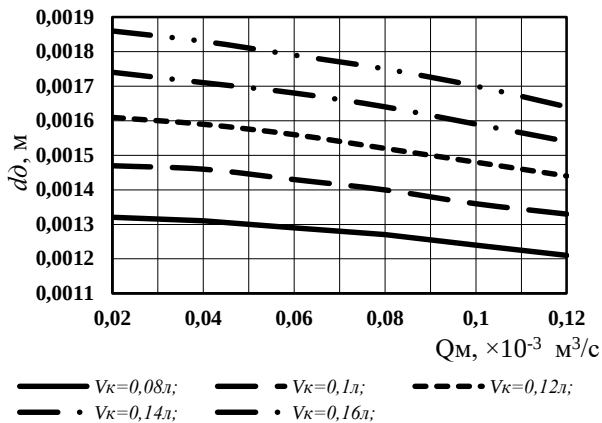


Рис. 5. Залежність фактичного діаметра дросельного отвору (d_o) від інтенсивності молоковіддачі (Q_m) та конструкційного об'єму секції молокозбірної камери колектора (V_k) при діаметрі молочного шланга $d_{ш}=10$ мм.

Fig. 5. The dependence of the actual diameter of the throttle hole (d_o) from the intensity of milk yield (Q_m) and the design volume of the cluster chamber (V_k) when the diameter of the milk hose $d_{ш}=10$ мм.

Зі збільшенням діаметра молочного шланга ($d_{ш}$) збільшується фактичний діаметр дросельного отвору (d_o) в досліджуваному діапазоні об'ємів секцій молокозбірної камери колектора (V_k) незалежно від інтенсивності молоковіддачі (Q_m) (рис. 6).

Відповідно до рис. 6, при певному поєднанні діаметра молочного шланга ($d_{ш}$) та конструкційного об'єму секції молокозбірної камери колектора (V_k) спостерігається лінійна залежність з інтенсивністю молоковіддачі (Q_m). Отже, за деяких умов (Q_m , V_k , $d_{ш}$) фактичний діаметр дросельного отвору (d_o) має постійну величину.

Стабільний діаметр дросельного отвору для молокопроводних шлангів більше 14 мм вказує на зміну режиму транспортування молокоповітряної суміші, за незначної кількості молока, повітря вільно проходить крізь його порцію.

Так при збільшенні діаметра молокопроводного шланга від 10 мм до 14 мм падіння тиску зменшується до 4–5 кПа, при діаметрі молочного шланга 10 мм падіння тиску досягає 10–12 кПа.

Таким чином, деякі структурно-функціональні схеми та конструкційні параметри колектора доїльного апарата мають раціональний характер, що потребує пояснення та підтвердження шляхом проведення експериментальних досліджень.

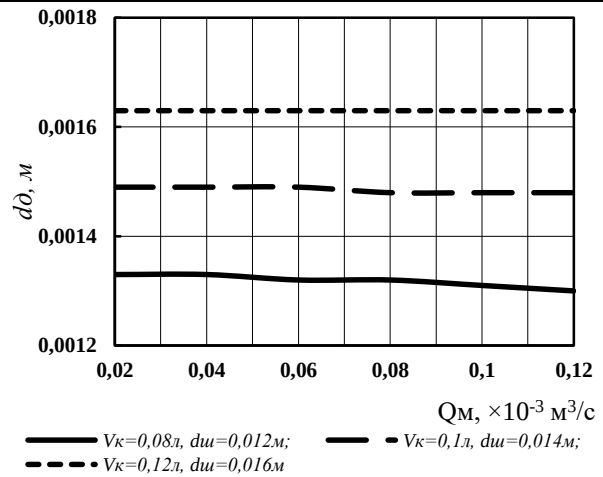


Рис. 6. Залежність фактичного діаметра дросельного отвору (d_o) від інтенсивності молоковіддачі (Q_m) та діаметра молочного шланга ($d_{ш}$) в поєднанні із фіксованим конструкційним об'ємом секції молокозбірної камери колектора (V_k).

Fig. 6. The dependence of the actual diameter of the throttle hole (d_o) on the intensity of milk yield (Q_m) and the diameter of the milk hose ($d_{ш}$) in combination with a fixed design volume of the cluster chamber (V_k).

Висновки

1. В результаті проведених досліджень визначено фактичний діаметр дросельного отвору двокамерного колектора доїльного апарата. Проаналізовано вплив інтенсивності молоковіддачі та діаметра молочного шланга в поєднанні із фіксованим конструкційним об'ємом секції молокозбірної камери колектора на розмір фактичного діаметра дросельного отвору впуску повітря.

2. Отримана математична модель зміни тиску в такті ссання, яка описує взаємозв'язок конструкційно-технологічних параметрів двокамерного колектора та фактичної інтенсивності молоковіддачі (Q_m). Отримана модель засвідчує, що найбільший вплив на зміну тиску має діаметр молокопроводного шланга. Так при збільшенні діаметра молокопроводного шланга від 10 мм до 14 мм падіння тиску зменшується до 4–5 кПа, при діаметрі молочного шланга 10 мм падіння тиску досягає 10–12 кПа.

Список літератури

1. Палій А. П. Вплив молокопроводних систем доїльних установок на споживчі показники молока. Тваринництво України. 2016. № 9. С. 20–22.
2. Hovinen M., Pyorola S. Invited review: udder health of dairy cows in automatic milking. *Journal of Dairy Science*. 2011. Vol. 94. P. 547–562.
3. Коновалова А. С. Сравнительный анализ использования современных доильных установок. Аграрный вестник Урала. 2009. № 4 (53). С. 65–67.
4. Калмыкова О., Ананева Т. Технология доения и качество молока. Животноводство России. 2011. С. 41–42.
5. Галичева, М. С., Дохужев, Ю. Г., Головань, В. Т. Пути сокращения потерь молока при доении в

молокопровод. Новые технологии. 2009. № 3. С. 12–16.

6. Коцєєв, П. С. Молочная продуктивность коров в зависимости от режимов выдаивания. Известия оренбургского государственного аграрного университета. 2006. №12. 1 (том 4).

7. Федосєнко Е. Г. Влияние доильного оборудования на качественный состав молока. Молочнохозяйственный вестник. 2011. №4. С. 47–50.

8. O'Callaghan E. J. A note on the effects of teat-end vacuum on milking characteristics. Irish Journal of Agricultural and Food Research. 2004. №43. P.265–269.

9. O'Callaghan E. J. Effects of the design of a milking unit on vacuum variations during simulated milking. Irish Journal of Agricultural and Food Research. 2004. №43. P.237–245.

10. Медведський О. В. Ачкєвич В. І., Ачкєвич О. М. Встановлення впливу параметрів молочної камери колектора на режими роботи доїльного апарата. Наукові горизонти. Житомирський національний агроєкологічний університет. 2018. № 4 (67). С. 45–50.

11. Medvedsky O., Achkevych O., Achkevych V. Establishmen the structural-technological scheme of the collector of the milking machine. Machinery & Energetics. 2018. Vol. 9, No. 4. p.171–190.

12. Ачкєвич О. М., Ачкєвич В.І. Встановлення параметрів системи транспортування молока від колектора до молокопроводу. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2019. №201. С. 28–38.

13. Фєненко А. ІІ. Биотехническая система производства молока. Теория и практика : монография. 2014. 192 с.

14. Ачкєвич О. М., Ачкєвич В. І. Аналіз конструкцій колекторів доїльних апаратів та їх вплив на якість отриманого молока. Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів» Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. 2018. № 12. С. 134–140.

15. Голуб Г. А., Медведський О. В., Ачкєвич В. І., Ачкєвич О. М. Встановлення раціональних конструкційно-технологічних параметрів колектора доїльного апарата. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Vol. 91. No 1. С. 12–17.

References

1. Paliy A. (2016). Influence of dairy systems of arbitrary establishments on young consumers. Livestock of Ukraine. № 9. 20–22.

2. Hovinen M., Piorola S. (2011). Invited review: Health of dairy cow's udder in automatic milking. Journal of Dairy Science. T. 94. 547–562.

3. Konovalova A. (2009). Comparative analysis of the use of modern dairy system. Agrarian Herald of the Urals. No. 4 (53). 65–67.

4. Kalmykova O., Ananeva T. (2011). Milking technology and milk quality. Livestock of Russia. 41–42.

5. Galicheva, M., Dohuzhev, Yu., Golovan, V. (2009). Ways to reduce milk loss during milking in the milk line. New technology. № 3. 12–16.

6. Kosheev P. (2006). Dairy productivity of cows depending on the modes of milking. News of the Orenburg State Agrarian University. №12. 1 (Volume 4).

7. Fedosenko E. (2011). Influence of milking equipment on the quality composition of milk. Dairy Gazette. №4. 47–50.

8. O'Callaghan E. J. (2004). A note on the effects of teat-end vacuum on milking characteristics. Irish Journal of Agricultural and Food Research. №43. 265–269.

9. O'Callaghan E. J. (2004). Effects of the design of a milking unit on vacuum variations during simulated milking. Irish Journal of Agricultural and Food Research. №43. 237–245.

10. Medvedsky O., Achkevych V., Achkevych O. (2018). Determination of the influence of collector milk chamber parameters on the milking machine operating modes. Scientific horizons. Zhytomir National Agro-Ecological University. No. 4 (67). 45–50.

11. Medvedsky O., Achkevych O., Achkevych V. (2018). Establishmen of the structural-technological scheme of the collector of the milking machine. Machinery & Energetics. Vol. 9, No. 1 4. 171–190

12. Achkevych O., Achkevych V. (2019). Setting the parameters of the milk transport system from the collector to the milk line. Bulletin of the Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Peter Vasylenko. №201. 28–38.

13. Fenenko A. (2014). Biotechnical system of milk production. Theory and Practice: Monograph. 192.

14. Achkevych O., Achkevych V. (2018). Analysis of the designs of milk clusters of milking machines and their influence on the quality of the milk obtained. Scientific journal "Technical service of agro-industrial, forestry and transport complexes" of Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko. No. 12. 134–140.

15. Golub G., Medvedskiy O., Achkevych V., Achkevych O. (2018). Establishment of rational structural and technological parameters of the milking machine collector. Eastern European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Vol. 91. No. 1. 12–17.

УСТАНОВЛЕНИЕ ФАКТИЧЕСКОГО ДИАМЕТРА ДРОСЕЛЬНОГО ОТВЕРСТИЯ ДЛЯ ВПУСКА ВОЗДУХА В МОЛОКОЗБОРНУЮ КАМЕРУ КОЛЛЕКТОРА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ИНТЕНСИВНОСТИ МОЛОКООТДАЧИ И ДИАМЕТРА МОЛОЧНОГО ШЛАНГА

В. ІІ. Ачкєвич, О. Н. Ачкєвич

Аннотация. Одним из основных процессов в молочном скотоводстве считается процесс доения коров, в общих затратах на производство молока его доля составляет около 70%. Доильные установки, которые сегодня используются в Украине, существенно отличаются друг от друга как по конструкции, так и по организации технологии доения. Ни одна машина, которую сегодня используют в агропромышленном комплексе не контактирует так близко с живым организмом, как доильный аппарат. И поэтому недостатки конструкции негативно влияют на физиологическое состояние животного и качество полученного молока.

Технология производства на молочной ферме должна соответствовать современным требованиям и

обеспечивать рентабельное получения высококачественного молока с сберегательным отношением к сохранению здоровья животных. Качество молока зависит от многих факторов: кормовой базы, условий содержания, санитарного состояния и технических характеристик оборудования. По статистическим данным в нашей стране хозяйствами разных категорий производится молока сорта премиум около 16%, высшего сорта - 35% и первого сорта на уровне 40%. Важным является сохранение качества молока при машинном доении. Существует проблема вывода выдоенного молока с молокозборной камеры коллектора в верхней молокопровод (для доильных установок типа «молокопровод»), особенно это касается процесса машинного доения высокопроизводительных коров, когда имеет место несвоевременное отвода молока с коллектора и пульсация потока в молочном шланговых. По данным исследований, установлено, что при доении в верхней молокопровод потери молочного жира составляет от 0,16% до 0,3%. Кроме того, взбалтывания молока в молочных шлангах создает много пены, содержание жира в которой достигает 12-15%. Причиной является несоблюдение и нарушение технологии доения. Это требует усиления внимания к технологии доения, поскольку из-за ее нарушения, потери молока могут составлять от 25% до 30%, и в результате неполного выдаивания молока с вымя теряется до 12% его жирности.

Ключевые слова: молокопровод, доильный аппарат, коллектор, режим транспортирования, молочный шланг, дросельное отверстие, потери вакуумметрического давления.

milk from the collector and a ripple flow in the milk hose. According to research, it is found that when milking in the upper mammary tube, the loss of milk fat is from 0.16% to 0.3%. In addition, shaking milk in milk hoses creates a lot of foam, the fat content of which reaches 12-15%. The reason is non-compliance and breach of milking technology. This calls for increased attention to milking technology, as it can cause milk loss from 25% to 30% due to the breach of milking technology, and incomplete milking from the udder loses up to 12% of its fat content.

Key words: milkline, milking machine, milkcluster, transport mode, milk hose, throttle hole, loss of vacuum pressure.

B. I. Achkevich ORCID 0000-0002-1537-6997.

O. M. Achkevich ORCID 0000-0001-9878-6563.

INSTALLING ACTUAL THROTTLE HOLE DIAMETER FOR INLETING AIR INTO DAIRY COLLECTOR CAMERA DEPENDING ON INTENSITY OF MILK PRODUCT AND DAIRY HOSE DIAMETER

V. I. Achkevich, O. M. Achkevich

Abstract. One of the main processes in dairy cattle breeding is the process of milking cows, in the total costs of milk production, its share is about 70%. The milking machines used today in Ukraine differ significantly both in design and in the organization of milking technology. No machine used today in the agro-industrial complex comes in contact with a living organism like a milking machine. Therefore, design defects adversely affect the physiological condition of the animal and the quality of the milk obtained.

Dairy production technology must meet current requirements and ensure the cost-effective production of high-quality milk with a thrifty attitude to animal health. The quality of milk depends on many factors: the feed base, the conditions of maintenance, the sanitary condition and the technical characteristics of the equipment. According to statistics in our country, farms of different categories produce extra milk of about 16%, higher grade – 35% and first grade at 40%. It is important to maintain the quality of milk during machine milking. There is a problem of removing milk from the collector's milk collector into the upper milk line (for milking machines), especially in the process of machine milking of high-yielding cows, when there is a delayed removal of

УДК 534.1.004.14:62-868

АНАЛІЗ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ (КАНАТІВ) ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МЕХАНІЗМІВ КРАНІВ: АНАЛІТИЧНИЙ ПІДХІД, ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНА МОДЕЛЬ

Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

Стаття з спеціальності: 133 – галузеве машинобудування.

Кореспонденція авторів: uchovnyuk@ukr.net, sivakim@ukr.net.

Історія статті: отримано – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 20, рис. 0, табл. 1.

Анотація. Обґрунтований метод та дискретно – континуальна модель для аналізу вимушених коливань пружних елементів (канатів) вантажопідйомних механізмів кранів при довільному й гармонічному від часу законів зміни зовнішніх сил. Запропонований критерій якості руху канатів вантажопідйомного механізму крана, який при його реалізації дозволяє встановлювати такі режими руху пружних елементів, котрі мінімізують напруження у останніх. Реалізація цілі даного дослідження дозволяє встановити коефіцієнти динамічності у різних перерізах канатів та вказати методи / напрямки, які ведуть до їх мінімізації на перехідних ділянках функціонування вказаних механізмів підйому вантажу кранів.

Розв'язок відповідних диференціальних рівнянь, які є математичною моделлю задачі, здійснений шляхом розкладу у ряд за власними функціями шуканих розв'язків вказаних рівнянь (у частинних похідних по просторовій й часовій координатам). Для зовнішнього навантаження обраний узагальнений закон зміни у просторі й часі. Знайдені умови резонансу / антирезонансу у випадку гармонічної збуджуючої зовнішньої сили для різних кінцевих (граничних умов закріплення пружного елементу (канату)).

Ключові слова: аналіз, вимушені коливання, пружність, канати, вантажопідйомні механізми, крани, аналітичний підхід, дискретно-континуальна модель.

вимушена зовнішня сила є гармонічним збудженням, тоді зручно знайти стаціонарний розв'язок задачі, який відповідає вимушеним коливанням (після закінчення перехідного періоду), що відбуваються з частотою збудження методом розділення змінних (методом Фур'є).

Якщо зовнішня вимушена сила є довільно заданим у часі збудженням, слід здійснювати розклад шуканого розв'язку у ряд по власним просторовим (і часовим) функціям, котрі відповідають власним (вільним) коливанням пружних елементів (канатів) для відповідних граничних умов їх закріплення.

Останній підхід особливо необхідний для аналізу перехідних процесів (пуску, гальмування тощо) у вантажопідйомних механізмах кранів й визначення коефіцієнтів динамічності у різних перерізах канатів з метою запобігання розривів та руйнувань останніх, а також задля підвищення надійності й довго - довічності роботи, як самих пружних елементів, так і механізмів підйому вантажу кранів у цілому.

На думку авторів даної роботи, існуючі методи аналізу вимушених коливань вантажопідйомних механізмів кранів вимагають подальшого уточнення й вдосконалення, особливо у зв'язку з метою оптимізації їх режимів руху, за котрих будуть у перехідних ділянках функціонування вказаних вище механізмів мінімізовані коефіцієнти динамічності канатів.

Аналіз останніх досліджень

Основні підходи та методи аналізу вимушених коливань у системах з розподіленими параметрами викладені у роботах [1-9]. Автори вказаних досліджень у основному використовують знані моделі дискретно-континуальних систем, а саме – моделі гнучких деформованих (у повздовжньому напрямку, тобто вздовж їх прямолінійної вісі) стрижнів.

Проте застосування подібних моделей та підходів до пружних елементів (канатів) вантажопідйомних

Постановка проблеми

Для реалізації аналітичного підходу при аналізі вимушених коливань пружних елементів (канатів) вантажопідйомних механізмів кранів (у межах дискретно-континуальних моделей) можна використати два основних способи розв'язку початково-граничної задачі. Все залежить від характеру вимушених сил, котрі діють на систему з розподіленими характеристиками (тобто на канат). Якщо

механізмів кранів практично відсутнє у науковій літературі відповідного напрямку дослідження.

Слід зазначити, що результати робіт [4, 8, 9] будуть частково використані у даному дослідженні.

Мета досліджень

Мета роботи полягає у обґрунтуванні дискретно-континуальної моделі та аналітичного підходу до аналізу вимушених коливань пружних елементів (канатів) вантажопідйомних механізмів кранів за різних граничних умов закріплення вказаних елементів (канатів) для різних за характером вимушених сил. Реалізація цілі даного дослідження дозволяє встановити коефіцієнти динамічності у різних перерізах канатів та вказати методи / напрямки, які ведуть до їх мінімізації на перехідних ділянках функціонування вказаних механізмів підйому вантажу кранів.

Результати досліджень

1. Поздовжні коливання канатів (гнучких стрижнів) при гармонічному збудженні.

Будемо у цьому пункті й у подальшому використовувати у якості моделі канату вантажопідйомного механізму крану – модель гнучкого прямолінійного стрижня, який здатен підтримувати поздовжні коливання при його збудженні ззовні. При цьому не враховуватимемо дисипативні процеси, які виникають при повздовжніх вимушених коливаннях стрижня.

Отже, розглянемо випадок, коли стрижень / канат знаходиться під впливом однієї зосередженої поздовжньої сили, яка змінюється за гармонічним законом:

$$P = P_o \cdot \sin \omega t, \quad (1)$$

де: P_o – амплітуда, ω – кругова частота зовнішньої сили P , t – час.

Стационарні вимушені коливання відбуваються з частотою збудження ω й відповідно мають бути описані законом:

$$u(x, t) = U(x) \cdot \sin \omega t, \quad (2)$$

де $U(x)$ – функція абсциси x (форма вимушених коливань), яку слід визначити, користуючись граничними умовами та рівнянням хвильового типу[8]:

$$c^2 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \quad (3)$$

де: $u = u(x, t)$ – переміщення поздовжнього типу довільного перерізу стрижня при його вимушених коливаннях;

$$c^2 = \frac{E}{\rho}, \quad c - \text{швидкість розповсюдження}$$

повздовжніх хвиль у канаті/стрижні,

E – модуль Юнга, ρ – щільність / густина матеріалу стрижня.

Підставляючи у (3) вираз (2), згідно з методом Фур'є, прийдемо до звичайного диференціального рівняння для функції $U(x)$:

$$U'' + \frac{\omega^2 U}{c^2} = 0 \quad (4)$$

де штрихи біля функції $U(x)$ означають диференціювання по координаті x . Розв'язок (4) запишемо у вигляді:

$$U(x) = A \cdot \sin\left(\frac{\omega x}{c}\right) + D \cdot \cos\left(\frac{\omega x}{c}\right) \quad (5)$$

Постійні C та D повинні бути визначені з граничних умов, котрі формуються наступним чином.

1) Закріплений кінець стрижня. У цьому випадку $n = 0$ при будь-якому t .

Отже, у даному перерізі повинне виконуватись рівняння $U = 0$.

2) До кінця стрижня прикладена сила, яка відповідає рівнянню (1).

Вона повинна бути рівною повздовжній силі (N) у кінцевому перерізі.

Для N маємо:

$$N = E \cdot S \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = ES \cdot U' \cdot \sin \omega t. \quad (6)$$

У (6) E – модуль Юнга матеріалу стрижня, S – площа його поперечного перерізу

$$U'(x) = \frac{dU(x)}{dx}$$

Прирівнюючи (1) до (6), матимемо:

$$U' = \frac{P_o}{(E \cdot S)} \quad (7)$$

3) Кінець стрижня вільний від навантаження. Згідно з (7) $U' = 0$.

На кінці стрижня присутня зосереджена маса m_o . Сила інерції, яка нею розвивається

$$(-m_o \ddot{u}_o) = m_o \omega^2 \cdot U_o \cdot \sin \omega t, \quad \ddot{u}_o = \frac{d^2 u_o(t)}{dt^2}$$

(u_o й U_o – величини, які відносяться до точки закріплення маси m_o), повинна дорівнювати

$$\text{повздовжній силі: } N_o = E \cdot S \cdot \frac{\partial u}{\partial x} = ES \cdot U'_o \cdot \sin \omega t.$$

Отже,

$$\frac{m_o \cdot \omega^2 \cdot U_o}{(ES)} = U'_o \quad (8)$$

Розглянемо кілька типових для вантажопідйомних механізмів задач, коли ці механізми знаходяться під впливом гармонічного зовнішнього збудження.

А. Визначимо амплітуду коливань стрижня / канату, до якого прикладена сила $P(t) = P_o \cdot \sin \omega t$ (у перерізі $x = 0$), а на іншому кінці стрижня присутня зосереджена маса m_o (у перерізі $x = l$).

Отже, маємо: $U' = \frac{P_o}{(ES)}$ при $x = 0$ й

$$\frac{m_o \cdot \omega^2 \cdot U}{(ES)} = U'_o \text{ при } x = l.$$

Зі вказаних граничних умов отримаємо для цього випадку коефіцієнти просторової форми коливань (5)

$$A = \frac{c \cdot P_o}{ES \cdot \omega};$$

$$D = \frac{c \cdot P_o}{ES \cdot \omega} \cdot \left\{ \frac{\frac{1}{c} \cdot \cos\left(\frac{\omega l}{c}\right) - \frac{m_o \cdot \omega}{ES} \cdot \sin\left(\frac{\omega l}{c}\right)}{\frac{1}{c} \cdot \sin\left(\frac{\omega l}{c}\right) + \frac{m_o \cdot \omega}{ES} \cdot \cos\left(\frac{\omega l}{c}\right)} \right\}. \quad (9)$$

Отже, амплітуда коливань кінця стрижня ($x=l$) має вид:

$$U(l) = \frac{P_o \cdot c}{ES \cdot \omega} \cdot \left\{ \frac{1}{\sin\left(\frac{\omega l}{c}\right) + \frac{m_o \cdot \omega \cdot c}{ES} \cdot \cos\left(\frac{\omega l}{c}\right)} \right\}. \quad (10)$$

Якщо частота вимушеної сили, прикладеної до канату у перерізі ($x = 0$) відповідає розв'язку трансцендентного рівняння:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\omega l}{c}\right) = - \frac{m_o \cdot \omega \cdot c}{E \cdot S}, \quad (11)$$

тоді у канаті $U(l) \rightarrow \infty$, тобто виникає резонанс. (Це відповідає ситуації резонансного повздовжнього розгойдування вантажу, маси m_o , коли у верхній точці канату ($x = 0$) існує збуджуюча гармонійна сила (тобто, по суті, у точці підвісу канату до приводного механізму з барабаном є гармонічні коливання)).

Зрозуміло, що рівняння (11) має безліч розв'язків

ω_n , $n = 1, 2, 3, \dots$

В. Визначимо амплітуду коливань кінця стрижня / каната, до якого у перерізі ($x=l$) гармонічна сила $P(t) = P_o \cdot \sin \omega t$, а інший його кінець ($x=0$) закріплений (нерухомий).

Тоді маємо наступні граничні умови: $U = 0$ при $x = 0$; $U' = \frac{P_o}{ES}$ при $x = l$. Для коефіцієнтів

просторової форми коливань каната $U(x)$ (5) маємо:

$$A = \frac{(P_o \cdot c)}{\left(ES \cdot \omega \cdot \cos\left(\frac{\omega l}{c}\right)\right)}; D = 0. \quad (12)$$

Відповідно, амплітуда коливань кінця стрижня / каната:

$$U(l) = \frac{P_o \cdot c \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\omega l}{c}\right)}{(ES \omega)}. \quad (13)$$

При умові:

$$\frac{\omega \cdot l}{c} = (2n - 1) \cdot \frac{\pi}{2}, n = 1, 2, 3, \dots, \quad (14)$$

амплітуда $U(l) \rightarrow \infty$, що відповідає резонансу, а

$\omega_1 = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{c}{l}$ дорівнює найнижчій власній частоті:

При умові:

$$\frac{\tilde{\omega} \cdot l}{c} = m \cdot \pi, m = 1, 2, 3, \dots, \quad (15)$$

кінцевий переріз ($x=l$) нерухомий, тобто виникає т.з. антирезонанс. Його найнижча власна частота $\tilde{\omega}_1 = \frac{\pi \cdot c}{l}$.

У таблиці 1 наведені найнижчі власні частоти резонансних, $\left(\omega_1 = \frac{\pi c}{2l}\right)$ й антирезонансних власних коливань канату / стрижню для різних довжин l .

У якості матеріалу канатів обрана сталь ($c = 5 \cdot 10^3 \text{ м/с}$).

Таблиця 1. Залежність ω_1 й $\tilde{\omega}_1$ частот від довжини канату l , $c = 5 \cdot 10^3 \text{ м/с}$.

Table 1. The dependence of ω_1 and $\tilde{\omega}_1$ frequencies on the length of the rope l , $c = 5 \cdot 10^3 \text{ м/с}$.

$l, \text{ м}$	"Резонанс", $\omega_1 = \frac{\pi \cdot c}{2l}, \text{ с}^{-1}$	"Антирезонанс", $\tilde{\omega}_1 = \frac{\pi \cdot c}{l}$
10	785,4	1570,8
20	392,7	785,4
30	261,8	523,6
50	157,1	314,2
100	78,5	157
200	39,3	78,6
500	15,7	31,4
1000	7,9	15,8

Визначимо амплітуду коливань кінця стрижня, до якого прикладена сила $P = P_o \cdot \sin \omega t$, й на цьому кінці ($x = l$) також знаходиться зосереджена маса m_o (вантаж), а інший кінець ($x = 0$) закріплений (нерухомий).

У цьому випадку граничні умови:

$$U = 0 \text{ при } x = 0;$$

$$U' = \frac{(P_o + m_o \omega^2 \cdot U)}{(ES)} \text{ при } x = l. \quad (16)$$

Друга гранична умова виражає, по суті, рівність повздовжньої сили на правому кінці стрижня / каналу сумі вимушеної гармонічної сили й сили інерції кінцевої маси.

Виходячи з (16) для просторової форми коливань канату (5) маємо:

$$A = \frac{P_o}{\left[\frac{ES \omega}{c} \cdot \cos\left(\frac{\omega l}{c}\right) - m_o \omega^2 \cdot \sin\left(\frac{\omega l}{c}\right)\right]}, D = 0. \quad (17)$$

Амплітуда коливань кінця стрижня / канату ($x = l$):

$$U(l) = P_o \cdot \frac{\sin\left(\frac{\omega l}{c}\right)}{\left[\frac{ES}{c} \cdot \omega \cdot \cos\left(\frac{\omega l}{c}\right) - m_o \cdot \omega^2 \cdot \sin\left(\frac{\omega l}{c}\right)\right]} \quad (18)$$

Резонанс у цьому випадку, який приводить до $U(l) \rightarrow \infty$, виникає при умові:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\omega l}{c}\right) = \frac{ES}{c \cdot m_o \cdot \omega} \quad (19)$$

2. Повздовжні коливання канатів (гнучких стрижнів) при довільному розподілі навантаження по довжині й залежності від часу.

Нехай зовнішнє навантаження довільним чином розподілене по довжині і є будь-якою функцією часу t : $q = q(x, t)$. Зокрема навантаження може змінюватись у часі за законом, загальним для усіх точок (канату):

$$q = q_o(x) \cdot H(t) \quad (20)$$

Враховуючи елементарне зовнішнє навантаження $q \cdot dx$ при складанні диференціального рівняння хвильового типу для каната, матимемо при $ES = \text{const}$ [8]:

$$E \cdot S \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \rho \cdot S \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = q(x, t) \quad (21)$$

Дані навантаження $q(x, t)$ та переміщення $u(x, t)$ можна подати у вигляді рядів за власними функціями відповідної задачі про вільні коливання:

$$q(x, t) = X_1(x) \cdot S_1(t) + X_2(x) \cdot S_2(t) + \dots; \quad (22)$$

$$u(x, t) = X_1(x) \cdot T_1(t) + X_2(x) \cdot T_2(t) + \dots \quad (23)$$

Для визначення функції часу $S_i(t)$ помножимо обидві частини рівняння (22) на $X_i(x)$ й проінтегруємо результат впродовж всієї довжини стрижня / канату.

При інтегруванні у правій частині зникнуть всі складові, крім i -ої (внаслідок ортогональності власних функцій), й для $S_i(t)$ матимемо формулу:

$$S_i(t) = \frac{\left[\int_0^l q(x, t) \cdot X_i(x) dx \right]}{\left[\int_0^l X_i^2(x) dx \right]} \quad (24)$$

Якщо навантаження змінюється за законом (20), тоді

$$S_i(t) = H(t) \cdot \frac{\left[\int_0^l q_o(x) \cdot X_i(x) dx \right]}{\left[\int_0^l X_i^2(x) dx \right]}, \quad (25)$$

тобто функції $S_i(t)$ для всіх номерів i відрізняються лише масштабом.

Якщо навантаження здійснюється зосередженими силами $P_a(t)$, $P_b(t)$, ... у перерізах з абсцисами $a, b, \dots$, тоді формула (24) приймає вид:

$$S_i(t) = \frac{\left[P_a(t) \cdot X_i(a) + P_b(t) \cdot X_i(b) + \dots \right]}{\left[\int_0^l X_i^2(x) dx \right]} \quad (26)$$

Визначення функції $T_i(t)$ засноване на тій обставині, що кожна складова у (22) викликає рух, який визначається відповідною складовою (23). Тому у рівняння (21) можна підставити:

$$q(x, t) = X_i(x) \cdot S_i(t); u(x, t) = X_i(x) \cdot T_i(t) \quad (27)$$

Тоді матимемо рівняння:

$$ES \cdot X_i'' \cdot T_i - \rho \cdot S \cdot X_i \cdot \ddot{T}_i = X_i \cdot S_i \quad (28)$$

або після ділення на $\rho S \cdot X_i \cdot T_i$:

$$c^2 \cdot \frac{X_i''}{X_i} = \frac{\ddot{T}_i}{T_i} + \frac{S_i}{(\rho \cdot S \cdot T_i)} \quad (29)$$

Ліва частина отриманої рівності (29) постійна і дорівнює $-p_i^2$ [8], де $p_i = i_a$ - власна частота вільних коливань канату. Відповідно, тому ж значенню $-p_i^2$ дорівнює й права частина, отже:

$$\ddot{T}_i + p_i^2 T_i = -\frac{S_i}{(\rho \cdot S)} \quad (30)$$

Ця формула й вирішує задачу, оскільки дає можливість утворити суму (23), бо згідно розв'язку неоднорідного диференціального рівняння (30) маємо:

$$T_i(t) = -\frac{1}{\rho S \cdot p_i} \cdot \int_0^t S_i(\tau) \cdot \sin[p_i(t - \tau)] d\tau \quad (31)$$

У найбільш загальному випадку для $S_i(t)$ з (24)

можна для $T_i(t)$ згідно (31) записати:

$$T_i(t) = -\frac{\int_0^l \int_0^t q(x, \tau) \cdot X_i(x) \cdot \sin[p_i(t - \tau)] dx d\tau}{\rho S \cdot p_i \cdot \int_0^l X_i^2(x) dx} \quad (32)$$

Якщо навантаження відповідає закону (20), тоді із врахуванням виразу (25) можна написати:

$$T_i(t) = -\frac{\int_0^l q_o(x) \cdot X_i(x) dx}{\rho S \cdot p_i \cdot \int_0^l X_i^2(x) dx} \cdot \int_0^t H(\tau) \cdot \sin[p_i(t - \tau)] d\tau \quad (33)$$

Слід зазначити, що функції $X_i(x)$ визначаються граничними умовами конкретної задачі і є розв'язком хвильового рівняння з нульовою правою частиною

(3). Стосовно виразу (26) слід вказати, що зовнішні зосереджені сили прикладені, як правило, до кінця канату, тобто до перерізів $x=0$ й $x=l$. Тому для аналізу вимушених коливань канатів вантажопідйомних механізмів кранів маємо:

$$S_i(t) = \frac{[P_o(t) \cdot X_i(0) + P_l(t) \cdot X_i(l)]}{\left[\int_0^l X_i^2(x) dx \right]}. \quad (34)$$

Загальний розв'язок (21) подаємо у вигляді:

$$u(x, t) = \sum_{i=1}^{\infty} X_i(x) \cdot T_i(t). \quad (35)$$

Слід зазначити, що (35) визначає лише вимушені коливання стрижня / канату і не враховує його власні вільні коливання, які виникають навіть при відсутності зовнішніх впливів і визначаються виключно початковими умовами задачі, а також граничними.

Розраховувати оптимальні режими пуску / гальмування вантажопідйомного механізму крана слід таким чином, щоб задовольнявся наступний критерій якості руху даної дискретно- континуальної системи:

$$\left[\frac{1}{t_s} \int_0^{t_s} ES \cdot \left\{ \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right\}^2 dt \right]^{\frac{1}{2}} \rightarrow \min. \quad (36)$$

Фізичний зміст (36) полягає у наступному. Він дозволяє реалізувати такий оптимальний рух даної дискретно-континуальної системи “приводний механізм з барабаном – канат - вантаж”, за якою мінімізується середньоквадратичне зусилля, що діє у канаті протягом розгону / гальмування (тривалістю t_s) при підйомі / спуску вантажу.

Зрозуміло, що реалізація критерію (36) залежить від місця розташування конкретного перерізу каната, тобто від x ($0 \leq x \leq l$). Ця незручність зникає, коли усереднити вираз під знаком інтегралу по t у (36) ще й по x на всій довжині канату, тобто:

$$\left\{ \frac{1}{l \cdot t_s} \int_0^l \int_0^{t_s} \left[E \cdot S' \cdot \frac{\partial u(x, t)}{\partial x} \right]^2 dt dx \right\}^{\frac{1}{2}} \Rightarrow \min. \quad (37)$$

Висновки

1. Обґрунтована дискретно-континуальна модель для реалізації аналітичного підходу в аналізі вимушених коливань пружних елементів (канатів) вантажопідйомних механізмів кранів при довільному й гармонічному від часу t законів зміни зовнішніх сил.

2. Запропонований критерій якості руху канатів вантажопідйомного механізму крана, який при його реалізації дозволяє встановлювати такі режими руху

пружних елементів, котрі мінімізують напруження у останніх.

3. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для вдосконалення й уточнення існуючих інженерних методів розрахунку вантажопідйомних механізмів та їх елементів як на стадіях проектування / конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

Список літератури

1. Кушнарєв А., Шевченко И., Дюжаєв В., Кушнарєв С. Механика взаимодействия рабочих органов на упругой подвеске с почвой. Техника АПК. 2008. №8. С. 22–25.
2. Шевченко И. Экспериментально-теоретическое обоснование параметров рабочих органов с упругими стойками культиваторов для предпосевной обработки почв: Дис. ... канд. техн. наук. Москва. 1988. 176 с.
3. Кушнарєв С. А. Обоснование энергосберегающих технологических процессов обработки почв и параметров упругих рабочих органов для условий южной степной зоны Украины: Дис. ... канд. техн. наук. Глеваха, 1998. 194 с.
4. Дюжаєв В. П. Построение математической модели колебательной системы рабочий орган-почва. Труды ТГАА. Мелитополь, 1998. Т. 5. С. 77–82.
5. Войтюк Д. Г., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Гуменюк Ю. О., Гуцол О. П. Виникнення параметричних коливань та резонансів культиваторів з пружною підвіскою робочих органів. Міжвідомчий науковий збірник. Глеваха, 2013. Вип. 98. Том 1. С. 376–384.
6. Базаров В. П. Дополнительный упругий элемент и его влияние на упругую подвеску. Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин. 1980. №10. С. 9–11.
7. Бидерман В. П. Теория колебаний. Москва. Высшая школа. 1980. 408 с.
8. Бабаков И. М. Теория колебаний. Москва. Наука, 1965. 559 с.
9. Войтюк Д. Г., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Гуменюк Ю. О., Гуцол О. П. Физико-механический анализ автоколебательных режимов работы вибрационной рыхлительной лапы культиватора. Вібрації в техніці та технологіях. 2012. Вип. 4(68). С. 24–30.
10. Гринченко О. С., Алфьоров О. І., Савченко В. Б., Юр'єва Г. П. Теоретичний аналіз автоколивань ґрунтообробних органів на пружній підвісці з урахуванням стохастичних факторів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. № 5. С. 222–226.
11. Гринченко А. С., Алфьоров А. И. Теоретические модели функционирования и обеспечения механической надежности культиваторов с подпружиненными рабочими органами. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Кіровоград, 2015. Вип. 45. Частина I. С. 205–212.
12. Василенко Н. В. Теория колебаний. Киев. Высшая школа. 1992. 430 с.
13. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний. Москва. Наука, 1980. 272 с.

14. *Закржевский М. В.* Колебания существенно-нелинейных механических систем. Рига: Зинатне, 1980. 190 с.

15. *Хаяси Т.* Нелинейные колебания в физических системах. Москва. Мир, 1968. 432 с.

16. *Хвингия М. В.* Колебания и устойчивость упругих систем машин и приборов. Тбилиси. Мециниереба, 1974. 284 с.

17. *Закржевский М. В., Иванов Ю. М., Федоренко А. Н.* Самовозбуждение субгармонических колебаний в неавтономной колебательной системе с билинейной упругой характеристикой. В кн.: Виброзащита человека-оператора и колебания в машинах. Москва. Наука, 1977. С. 376–384.

18. *Кобринский А. Е.* Механизм с упругими связями. Москва. Наука, 1964. 390 с.

19. *Неймарк Ю. И.* Метод точечных отображений в теории нелинейных колебаний. Москва. Наука, 1972. 472 с.

20. *Пановко Я. Г.* Основы прикладной теории упругих колебаний. Москва. Машиностроение, 1967. 316 с.

References

1. *Kushnarev, A., Shevchenko, I., Dugaev, V., Kushnarev, S.* (2008). Mechanics of interaction of working bodies on an elastic suspension with the soil. *Technique APK*. No 8. 22-25.

2. *Shevchenko, I.* (1988). Experimentally-theoretical substantiation of parameters of working bodies with elastic stands cultivators for pre-sowing treatment of soil: Dis. kand. tech. Sciences. Moscow. 176.

3. *Kushnarev, S. A.* (1998). Substantiation of power saving processing of soil and the elastic parameters of working bodies for the conditions of southern steppe zone of Ukraine: Dis. kand. tech. Sciences. Glevaha, 194.

4. *Dugaev, V. P.* (1998). Mathematical model of the oscillating system working on the soil. *Proceedings of TGAA. Melitopol'*, Vol. 5. 77-82.

5. *Voytyuk, D. G., Chovnyk, Yu. V., Dickery, M. G., Gumenyuk, A. Y., Gutsol, O. P.* (2013). Occurrence of parametric vibrations and resonances of the cultivators with an elastic suspension of working bodies. The interdepartmental scientific collection. Glevaha, Vol. 98. Volume 1. 376-384.

6. *Bazarov, V. P.* (1980). Additional elastic element and its influence on the elastic suspension. *Design and production technology of agricultural machinery*. No 10. 9-11.

7. *Biderman, V. P.* (1980). *Theory of oscillations*. Moscow. High school. 408.

8. *Babakov, S. M.* (1965). *Theory of vibrations*. Moscow. Nauka, 559.

9. *Voytyuk, D. G., Chovnyk, Yu. V., Dickery, M. G., Gumenyuk, A. Y., Gutsol, O. P.* (2012). Physico-mechanical analysis of self-oscillating modes of vibration loosening the clutches of the cultivator. *Vibration in engineering and technology*. Vol. 4(68). 24-30.

10. *Grinchenko, A. S., Alferov, A. I., Savchenko, V. B., Yuriev, G. P.* (2016). Theoretical analysis for oscillation tillage bodies on an elastic suspension with the

consideration of stochastic factors. *Technical services agricultural, forestry, and transport complexes*. No 5. 222-226.

11. *Grinchenko, A. S., Alferov, A. S.* (2015). Theoretical models of functioning and ensure mechanical reliability of cultivators with spring tines. The national interdepartmental scientific-technical collection. Kirovograd, Vol. 45. Part. 205-212.

12. *Vasilenko, N. V.* (1992). *Theory of oscillations*. Kiev. High school. 430.

13. *Panovko, J. G.* (1980). *Introduction to the theory of mechanical vibrations*. Moscow. Nauka, 272.

14. *Zakrzewski, N. V.* (1980). *Vibrations of essentially nonlinear mechanical systems*. Riga: Zinatne, 190.

15. *Hayashi, T.* (1968). *Nonlinear oscillations in physical systems*. Moscow. Mir, 432.

16. *Khvingia, M. V.* (1974). *Vibrations and stability of elastic systems and machines*. Tbilisi. Marinieres, 284.

17. *Zakrzewski, N. V., Ivanov, Yu. M., Fedorenko, A. N.* (1977). The self-excitation of subharmonic oscillations in a nonautonomous oscillatory system with bilinear elastic characteristic. In the book: *Protection of the human operator and the fluctuations in the machines*. Moscow. Science, 376-384.

18. *Kobryn, A. E.* (1964). *Mechanism with elastic links*. Moscow. Science, 390.

19. *Neimark, Yu. S.* (1972). *The method of point mappings in the theory of nonlinear oscillations*. Moscow. Science, 472.

20. *Panovko, J. G.* (1967). *Fundamentals of applied theory of elastic vibrations*. Moscow. Mechanical engineering, 316.

АНАЛИЗ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА (КАНАТА) ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МЕХАНИЗМОВ КРАНОВ: АНАЛИТИЧЕСКИЙ ПОДХОД, ДИСКРЕТНО - КОНТИНУАЛЬНАЯ МОДЕЛЬ

Ю. В. Човнюк, І. Н. Сивак

Аннотация. Обоснован метод и дискретно-континуальная модель для анализа вынужденных колебаний упругих элементов (канатов) грузоподъемных механизмов кранов при произвольном и гармоничном от времени законов изменения внешних сил. Предложенный критерий качества движения канатов грузоподъемного механизма крана, при его реализации позволяет устанавливать такие режимы движения упругих элементов, которые минимизируют напряжение в последних. Реализация цели данного исследования позволяет установить коэффициенты динамичности в разных сечениях канатов и указать методы / направления, которые ведут к минимизации на переходных участках функционирования указанных механизмов подъема груза кранов.

Решение соответствующих дифференциальных уравнений, является математической моделью задачи, осуществлен путем разложения в ряд по собственным функциям искомым решений указанных уравнений (в частных производных по пространственной и временной координатам). Для внешней нагрузки выбран обобщенный закон изменения в пространстве

и времени. Найдены условия резонанса / антирезонанса в случае гармоничной возбуждающей внешней силы для различных конечных (граничных) условий закрепления упругого элемента (каната).

Ключевые слова: анализ, вынужденные колебания, упругость, канаты, грузоподъемные механизмы, краны, аналитический подход, дискретно – континуальная модель.

ANALYSIS OF FORCED VEHICLES OF ELASTIC ELEMENTS (ROPES) OF LOADING LIFT MECHANISMS OF CRANES: ANALYTICAL APPROACH, DISCRETE – CONTINUAL

Yu. V. Chovnuk, I. M. Sivak

Abstract. The substantiated method and discrete - continuum model for the analysis of forced oscillations of elastic elements (ropes) of lifting mechanisms of cranes at arbitrary and time – harmonic laws of the change of external forces. The proposed criterion of the quality of the rope movement of the lifting mechanism of the crane, which, when implemented, permits the establishment of such modes of motion of elastic elements, which minimize the stresses in the latter. Realization of the purpose of this study allows to determine the dynamics coefficients in different sections of ropes and specify the methods / directions that lead to their minimization in the transition areas of the functioning of these mechanisms lifting cargo cranes.

The solution of the corresponding differential equations, which is a mathematical model of the problem, is carried out by decomposition in a series of eigenfunctions of the desired solutions of the indicated equations (in partial derivatives in spatial and temporal coordinates). For the external load, a generalized law of change in space and time is chosen. Conditions for resonance / antiresonance are found in the case of harmonic excitatory external force for various endpoints (boundary conditions for fixing an elastic element (rope)).

Key words: analysis, forced oscillations, elasticity, ropes, load-lifting mechanisms, valves, analytical approach, discrete-continuum model.

Ю. В. Човнюк ORCID 0000-0003-1889-0876.

І. М. Сівак ORCID 0000-0002-6297-587X.

METHODOLOGY OF EXPERIMENTAL RESEARCH OF HYDROSEEDING PROCESS OF GEMITATED GRAIN

S. M. Deyneka, L. V. Aniskevich

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

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: deyneka5555@ukr.net.

Article history: Received:– August 2019, Accepted: November 2019.

Bible. 17, fig. 5, tabl. 2.

Abstract. The population of Ukraine is not provided with a sufficient number of vegetables. Insufficient amount of moisture in spring needs to improve the technology of vegetable crops sowing.

The work is devoted to the experimental study of the possibility to seed sprouted vegetable grain together with liquid. The article deals with the process of hydroseeding of germinated grain in which the most effective working parameters of the hydroseeder are realized. A new technological scheme for mixing of the seed mixture without traumatization of sprouters with the help of a mixing chamber of aerodynamic action is studied.

The proposed designs of hydroseeders and sowing machines due to their imperfections did not find implementation into production. The analysis of existing structures indicates that the degree of their introduction is the result of low evenness of seeding and high damaging of sprouts. The experimental research program includes determination of the even distribution of seeds in the mixing chamber in the conditions of various air pressures and water levels in the chamber, determination of the evenness of seeding depending on the number of seeds in the mixing chamber, determination the seed lifting speed depending on the size characteristics, determination of the optimal loss rate of the water and seed mixture in the hydroseeding process. The article deals with the materials of laboratory tests of the stationary experimental model of the hydroseeding apparatus. The research was conducted in the stationary mode with the use of modern equipment and methods of conducting scientific studies with the help of computer technologies. The purpose of experiments includes the definition of empirical coefficients that are determined by the test results. On the base of the conclusions on the article materials it is possible to develop of an optimal field research plan which can confirm the scientific hypothesis of the dependence of the evenness of seeding of germinated grain on the evenness of their distribution in the mixing chamber.

The interconnection of the structural and technological parameters of the seeding process of the hydromixture with the efficiency of the technological process is experimentally proved.

Key words: experiment, plan of the experiment, installation, factor randomization, empirical coefficients.

Introduction

The programme of experimental research includes determination of the even distribution of seeds in the mixing chamber in the conditions of various air pressures and water levels in the chamber, determination of the evenness of seeding which depends on the number of seeds in the mixing chamber, determination the seed lifting rate depending on the size characteristics, determination of the optimal flow rate of the water and seed mixture in the hydroseeding process.

Formulation of problem

Uninvestigated parts of general matters defining. Authors proposed a method of seeds placing into the soil and a device for its implementation, which transports the seeds to the coulter by a liquid flow under pressure from the hydraulic pump. The disadvantage of this process is inability to plant the germinated seeds.

Analysis of recent research results

The scientific researches [1-21] are devoted to the design of the hydroseeding apparatus, which would allow the seeding of germinated seeds with simultaneously irrigation in small doses of water.

Uninvestigated parts of general matters defining. V.F. Pashchenko and other authors proposed a method of seeds placing into the soil and a device for its implementation, which transports the seeds to the coulter by a liquid flow under pressure from the hydraulic pump. The disadvantage of this process is inability to plant the germinated seeds.

A well-known hydraulic seeding machine of such authors as M.F. Olkhovskyi and S.V. Halimonenko includes a tank with an agitator placed in it (the tank has an outlet which is equipped with a locking device installed in the distribution chamber), a control system that is installed in direct brackets with the possibility of vertical displacement of a spring loaded container. The disadvantages of these hydroseeder is an unstable regulatory effect on the pouring of water and seeds

mixture. This sowing machine is unsatisfactory in open ground.

The patent search and the review of literary sources allowed revealing other models of hydroseeders. However, the proposed designs of hydroseeders and sowing machines due to their imperfections did not find implementation into production. The analysis of existing models indicates that the degree of their introduction is the result of low evenness of seeding and high damaging of sprouts.

Purpose of research

Purpose of the article is theoretical investigation of the hydroseeding process of fine vegetable germinated seeds.

Results of research

The experimental research program includes determination of the even distribution of seeds in the mixing chamber in the conditions of various air pressures (α) and water levels in the chamber (β), determination of the evenness of seeding depending on the number of seeds in the mixing chamber, determination the seed lifting speed depending on the size characteristics, determination of the optimal loss rate of the water and seed mixture in the hydroseeding process.

To determine the even distribution of seeds in the volume of liquid under the action of air bubbles, we need to know their relative position with respect to each other.

The information on the theoretical and experimental determination of the distances between the seeds relative to the X, Y, Z axes and the effect on their values of the air pressure parameters and the liquid level in the chamber (α and β) was not found in special publications. For an analytical solution of the equation of kinematics of seeds in a liquid, we need to determine experimentally the nature of the movement of seeds in the liquid under the influence of air pressure, velocity, and the trajectory of their ascent.

To determine the trajectory and the ascending speed depending on the air pressure delivered through the perforated bottom of the chamber, we developed a laboratory-field unit that meets the following requirements:

1. The unit is provided with pressure control and the control of the size of the holes in the perforated bottom of the mixing chamber (the size of the holes A in the range 1-2 mm and the air pressure B in the range 0.1-0.6 atm.).

2. In the course of the experiment it is provided:

- the measurement of seed ascending speed (measurement error is 0.1 s),
- the measurement of the density of the liquid,
- the measurement of travelling speed v_n unit,
- the measurement of the process of seed distribution in the volume of the liquid.

3. Registration of information is carried out using a laptop with software for further information processing.

To install various perforated discs and maintain air pressure, the design of the unit has been constructed, providing the necessary range of factors A and B (Fig. 1).

To measure the lifting speed of seeds a measurable bulb with photodetectors was made. The photodetectors record the time of seeds lifting in the range of 0,8-20 Hz to within 5%.



a



b

Fig. 1. The design concept of the unit a - the replacement of perforated discs of the bottom of the mixing chamber b- the regularity of the air pressure β .



Fig. 2. Installation of WEB-cameras.

For a visual observation of the process of interaction of seeds with air bubbles on a frame, the Microsoft Life Cam VX-70 webcam is rigidly mounted (Fig. 2)

All information from the sensors is translated into a digital code using the digital amplifier and converter Spider 8, then recorded and stored in the memory of the Omnibook-600 laptop computer (Fig. 3).



a

Буфер обмена Шрифт				
A3				
A	B	C	D	E
1	File comment:			
2	Time	Chastota k	Chastota c	TenzoZveno
3	s	Hz	Hz	kg
4				
5				
6	0	0,064	0,036	11,81354
7	0,04	0,064	0,036	11,81354
8	0,08	0,064	0,036	11,81354
9	0,12	0,064	0,036	11,81354
10	0,16	0,064	0,036	11,81354
11	0,2	0,064	0,036	11,81354
12	0,24	0,064	0,036	11,81354
13	0,28	0,064	0,036	11,81354
14	0,32	0,064	0,036	11,81354
15	0,36	0,064	0,036	11,81354
16	0,4	0,064	0,032	11,81354
17	0,44	0,06	0,032	11,81354
18	0,48	0,06	0,032	11,81354
19	0,52	0,06	0,032	11,81354
20	0,56	0,06	0,032	11,81354
21	0,6	0,06	0,032	11,81354
22	0,64	0,06	0,032	11,81354
23	0,68	0,06	0,032	11,49425

b

Fig. 3. Conducting a field experiment: a – measuring complex, b – registration of information on a laptop.

In column A the time of seeds lifting is fixed, in column B the bubble separation frequency is fixed, in column C the frequency of operation of the photodetector is fixed, and in column D the value of height of the liquid column above the seed catcher is fixed. The data is recorded with a frequency of 25 data per second. Further data processing is done using Statistica 6.0 software.

The methodology of experimental studies to determine the even distribution of seeds in the seedbed depends on the diameter of the seed catcher α and the height of the water and seed mixture over the level of the funnel β .

The experimental research is based on the methodology of the multifactorial experiment.

To organize and conduct multifactorial experiments it is necessary to perform the following stages of work: preliminary study of the research object, choice of factors and plan of experiments, factors coding, developing a matrix for planning experiments, randomization of experimental studies, conducting experiments, analysis and processing of the results, determination of regression coefficients, estimation of significant regression coefficients, constructing of a polynomial model and checking it for adequacy [7].

Preliminary evaluation of available research results and analysis of the process of interaction of air bubbles with seeds in a liquid medium allow to advance the hypothesis that the even distribution of seeds above the level of the funnel is nonlinear functions of air pressure α , the diameter of the openings of the perforated chamber bottom of the mixer β discs, as well as the level of the mixture over the catcher. At the first solving of the problem, a three-factor experiment is wanted. But the research experiments under field conditions made us certain that it was impossible to fix a "progressive speed" at a given level. The large speed range on the histogram practically covers the entire range of possible level variations from 0.5 to 1.5 m/s (Fig. 4).

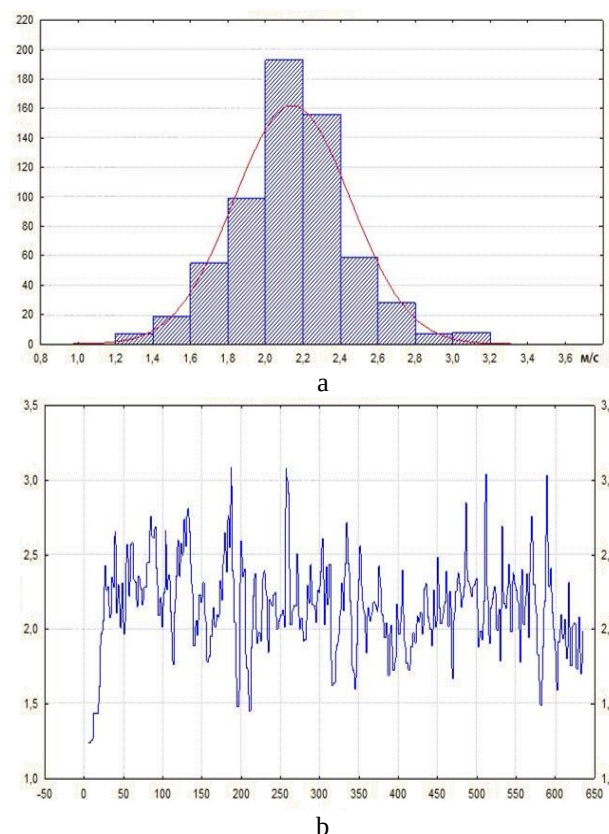


Fig. 4. Diagram of the unit speed measurements in time (a) and histogram of the unit speed (b)

The nature of the autocorrelation function and the spectral plane (Fig. 4) proved that under field conditions the unit speed can act as a controllable factor in multifactorial experiments (Fig. 5).

Thus, this raises the challenge to conduct a two-factor experiment of the second order. New studies on the theory

of a multifactorial experiment show that used in practice orthogonal central composite plans (OCCP) and other plans for constructing of polynomial models of the second

order are redundant in both the number of experimental points and the number of levels of factors variation.

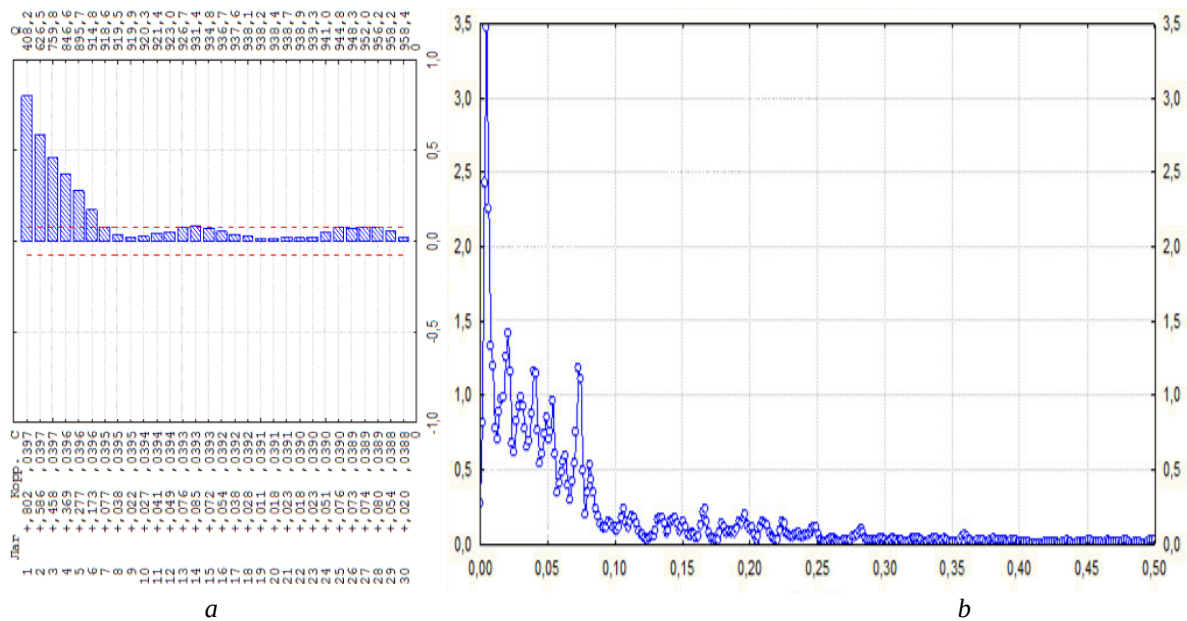


Fig. 5. Correlation function (a) and spectral density of the unit (b)

For example, for four factors the number of experimental points in the OCCP is 25, and the number of unknown coefficients in the complete model of the second order is 15. Therefore, to check the adequacy of the model there are 10 degrees of freedom.

For a number of factors greater than or equal to three, the number of levels of variation in the OCCP is five, at the same time, for the construction of the models of the second order three levels of variation of factors are enough. Hence, the OCCP is redundant both in the number of experimental points, and in the number of levels of factors variation.

The number of experimental points in the matrix of the OCCP is calculated by the formula:

$$N = 2^n + 2n + 1 \quad (1)$$

where N is the number of experimental points, n is the number of factors.

The process model in the two-factor experiment of the second order is in the following form:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{12}x_1x_2 \quad (2)$$

where y is the investigated factor, x_1 and x_2 - variable factors, $b_0, b_1, b_2, b_{11}, b_{22}, b_{12}$ - empirical coefficients that need to be determined by the results of a multivariate experiment.

There is a large variety of plans for two-factor experiments of the second order. They are almost equivalent as for reflection of the reality of the described processes, but differ in the scope of experimental work [4].

As an alternative, consider the three most common points of the plan:

1. The central composite rotatable plan of the second order for two factors.

For realization of this plan it is necessary to conduct 13 experiments, if necessary, to identify 6 unknowns.

Provision of parameters of the regulated factor at star points in values of +1.414 and -1.414 is sometimes very problematic.

2. Central noncomposite plan of the second order. For realization of this plan it is necessary to conduct ten variants of the experiment. It is very difficult to provide x_2 parameters at levels +0.866 and -0.866.

3. The two-factor orthogonal central composite plan (OCCP) of the second order has recently been used in engineering practice due to a number of advantages over other plans. The feature of the task is that the object of the study is not the process itself, but statistical indicators that characterize this process in a steady state. In this case, the initial value is determined almost without error (due to a large number of measurements), and the result of each experiment is accurately reproduced in its repetition, if there are no random emissions.

Hence, there is no need to check the uniformity of sampling variances of reproducibility, in the conduct of randomization and duplication of experiments. At the same time, it is difficult to assess the significance of the coefficients and to check the adequacy of the mathematical model in the form of a polynomial.

The verification of the adequacy of approximating expressions on F-criteria and the significance of the coefficients on t-criteria in this case is inappropriate, since the sampling variance of reproducibility in determining the values of y according to the graph is practically zero. At the same time, all the coefficients, even slightly different from zero, will be significant, and any deviations of the calculated by polynomial value y from the values $\bar{y}$ (taken from the characteristic) formally make the model inadequate. A similar problem of adequacy and significance of coefficients arises also when studying the mathematical model of an object on a computer.

In this case, the following ways are acceptable: consider all the coefficients significant, since the variance

of experiments is practically absent (due to its lower significance), the estimation should be made on the basis of the accepted level of approximation accuracy, which is connected with the artificial introduction of the variance of reproducibility. Taking the value of the error of experiment for the initial parameter, the verification of the model adequacy can be made according to the F-criterion.

However, the correspondence of the approximating polynomial of an approximating curve or their family can be determined by the maximum absolute deviation of the values of the initial parameter calculated by polynomial from the values determined by the statistical characteristic.

The last way inferior to the mathematical rigor of the first two. However, considering the graphic description of the statistical properties of the object, this way is quite acceptable under the approximation of statistical characteristics [1].

The special features of experimental methods for mathematical representation of statistical characteristics include the fact that in this case the experiment (defining initial parameter values using the diagram) does not require a lot of time and resources. The experiment is not expensive. Therefore, the question of minimizing of the number of necessary experiments is not as acute as when planning an industrial experiment. In the general case, there is no need for the consistent nature of the experiment, since the character of the statistical characteristics is already known. For example, if the statistical characteristic shows that the connection $y = f(x_1, x_2)$ is non-linear, then, as a rule, there is no need to use more simple models [5].

Because of some difficulty of estimating the adequacy of the model, it seems appropriate to use nonlinear plans even in the cases where the nonlinearity of statistical characteristics is hardly noticeable. The degree of nonlinearity can be inferred by the value of the coefficients under the quadratic terms of the polynomial. Nonlinear plans are more versatile.

Enter the next range of air pressures and the levels of the mixture over the seed catcher:

$$\alpha_{\min} = 1 \text{ atm.}, \alpha_{\max} = 6 \text{ atm.}, \beta_{\min} = 1 \text{ mm}, \beta_{\max} = 5 \text{ mm}.$$

For multi-factorial experiment the second-order OCC-plan for two factors is used. It is presented in the table 1.

Table 1. OCC – plan of the second order for two factors.

Number of Experiments	x_1	x_2
1	-1	-1
2	-1	+1
3	+1	+1
4	+1	-1
5	+1	0
6	-1	0
7	0	+1
8	0	-1
9	0	0

Factors vary in the next range (table 2).

Thus, the features of this plan are 1) the smallest number of variants of research experiments from the existing (9 variants), 2) there are only three factors, which are studied and the results of the experiments are rounded up to a whole number (+1, 0, -1), 3) particularity of imagination of a priori information.

Table 2. Factors in the natural size.

$x_1 = \alpha$	$x_1 = 0,5 \text{ mm}$	-1
	$x_1 = 1 \text{ mm}$	0
	$x_1 = 1,5 \text{ mm}$	+1
$x_2 = \beta$	$x_2 = 0,1 \text{ atm.}$	-1
	$x_2 = 0,3 \text{ atm.}$	0
	$x_2 = 0,6 \text{ atm.}$	+1

Conclusions

1. The scientific fundamentals of principles of action and design of a hydroseeder for seeding of fine vegetable germinated seeds are examined.

2. The mathematical models of some processes are proposed. The using of them allows dividing the general process of designing the hydrseeding apparatus into the following phases:

- the process of bubbling,
- the process of mixing seeds in a liquid,
- the process of water and seed mixture pouring.

3. The application of a set of physical processes makes it possible to achieve the high quality of the process of hydroseeding of sprouted seeds without traumatization of sprouters

4. The conducted theoretical studies of the hydroseeding process give the opportunity to form the main directions of experimental researches of both individual processes and the general process. Optimization of operating modes of these processes allows solving the question of the hydroseeder design. Thus, it is possible to shorten the period of having harvest of vegetable crops by reducing the period of sprouts emergence.

References

1. Nedovyesov, V. I., Loveikin, V. S., Bondar, N. A., Shimko, L. S. (2009). Patent 87400 Ukraine, IPC A01D 41/00. Combine harvester, the applicant and owner of the national scientific center "Institute of mechanization and electrification of agriculture" UAAS. № a 2008 00 537, Appl. 15.01.2008, publ. 25.04.2008, bull. No. 8.
2. Nedovyesov, V. I., Loveikin, V. S., Bondar, N. A., Shimko, L. S. (2009). 44046 Patent, Ukraine, IPC A01F 12/60. The hopper combine harvester, the applicant and owner of NULESU. - № u 2009 05 304, Appl. 27.05.2009, publ. 10.09.2009, bull. No. 17.
3. Nedovyesov, V. I., Loveikin, V. S., Bondar, N. A., Shimko, L. S. (2009). 49301 Patent, Ukraine, IPC 01D 41/00. Combine harvester, the applicant and the owner of NULESU. № u 2009 11 175, Appl. 04.11.2009, publ. 26.04.2010, bull. No. 8.

4. Nedovyesov, V. I., Loveikin, V. S., Bondar, N. A., Shimko, L. S. (2009). 51244 Patent, Ukraine, IPC A01F 12/60. The hopper combine harvester, the applicant and owner of NULESU. - № u 2009 13874, Appl. 29.12.2009, publ. 12.07.2010, bull. No. 13.
5. Takahasi, K. (1937). The Gravity flow in nature. Geophys. Mag. Vol. 11. 165-175.
6. Roberts, A. (1969). Study the expiry is a bulk granular material through the discharge chute under its own weight. Proceedings of the American society of mechanical engineers. Design and manufacturing engineering. Vol. 9, Series V. No. 2. 87-96.
7. Roberts, A. W. (1960). Trans. ASME, J. Engng. Ind., 91. 373-381.
8. Ishida, M., Shirai, T. (1979). Velocity Distributions in the Flow of Particles in an Inclined Open Channel. J. Chem. Eng. Jpn. Vol. 12. 45-50.
9. Savage, S. B., Sayed, M. (1980). Experiments on dry cohesion less materials in annular cell at high stain rates.-Presented at EUROMECH 133-Statics and Dynamics of Granular Materials, Oxford University.
10. Savage, S. B. (1987). Interparticle percolation and segregation in granular materials: A review. In A. P. S. Selvaduraj (ed) Development in Engineering Mechanisms, Elsevier Science Publishers B. V., Amsterdam. 347-363.
11. Dolgunin, V. N. (2005). Rapid gravity flow of granular materials: technique of measurement, the patterns used in technological applications. Moscow. Mechanical engineering, 112.
12. Borshev, V. J. (2002). Computer processing of radiographs in the study of the dynamics of rapid gravity flows of granular media. Mathematical methods in technics and technology: collected papers. Tambov, Vol. 7. 34-37.
13. Kulikovskiy, V. L., Paliychuk, V. K., Borovsky, V. M. (2017). Injury of the grain material of screw working bodies of screw feeders. Design, production and operation of agricultural machinery. Kropivnicki. CSTS. Vol. 47, C. I. 124-131.
14. Derevyanko, D. A. (2014). Injury and seed quality at different stages of technological processes. Engineering nature. No. 1(1). 114-123.
15. Kirpa, N. J. (2013). Injury of seeds: causes and consequences. Storage and processing of grain. Vol. 2 (167). 29-31.
16. Loveikin, V. S., Shimko, L. S. (2011). Experimental study of the process of discharging grain materials from a dump hopper of the combine. Scientific reports Nulesu. Kiev. Vol. 6(28): http://nd.nubip.edu.ua/2011_6/titul.html.
17. Loveikin, V. S., Shimko, L. S. (2015). Optimization of operation modes of dump eventaully devices. Kiev. 292.
- господарства» УААН. - № а 2008 00 537; заявл. 15.01.2008; опубл. 25.04.2008, бюл. № 8.
2. Недовесов В. І., Ловейкін В. С., Матухно Н. В., Шимко Л. С. Патент 44046 Україна, МПК (2009) A01F 12/60. Бункер зернозбирального комбайна; заявник та власник НУБІП України. - № u 2009 05 304; заявл. 27.05.2009; опубл. 10.09.2009, бюл. № 17.
3. Недовесов В. І., Ловейкін В. С., Матухно Н. В., Шимко Л. С. Патент 49301 Україна, МПК (2009) A01D 41/00. Зернозбиральний комбайн; заявник та власник НУБІП України. - № u 2009 11 175; заявл. 04.11.2009; опубл. 26.04.2010, бюл. № 8.
4. Недовесов В. І., Ловейкін В. С., Матухно Н. В., Шимко Л. С. Патент 51244 Україна, МПК (2009) A01F 12/60. Бункер зернозбирального комбайна; заявник та власник НУБІП України. - № u 2009 13874; заявл. 29.12.2009; опубл. 12.07.2010, бюл. № 13.
5. Takahasi K. The Gravity flow in nature. Geophys. Mag. 1937. Vol. 11. P. 165-175.
6. Робертс А. Исследование истечения идеально сыпучего зернистого материала через разгрузочные желоба под действием собственного веса. Труды американского общества инженеров-механиков. Конструирование и технология машиностроения. 1969. Т. 9, Серия В. №2. С. 87-96.
7. Roberts A. W. Trans. ASME, J. Engng. Ind., 1960, 91. P. 373-381.
8. Ishida M., Shirai T. Velocity Distributions in the Flow of Particles in an Inclined Open Channel. J. Chem. Eng. Jpn. 1979. Vol. 12. P. 45-50.
9. Savage S. B., Sayed M. Experiments on dry cohesion less materials in annular cell at high stain rates.-Presented at EUROMECH 133-Statics and Dynamics of Granular Materials, 1980.-Oxford University.
10. Savage S. B. Interparticle percolation and segregation in granular materials: A review. In A.P.S. Selvaduraj (ed) Development in Engineering Mechanisms, Elsevier Science Publishers B.V., Amsterdam, 1987. P. 347-363.
11. Долгунин В. Н. Быстрые гравитационные течения зернистых материалов: техника измерения, закономерности, технологическое применение. Москва. Машиностроение, 2005. 112 с.
12. Борщев В. Я. Компьютерная обработка рентгенограмм при исследовании динамики быстрых гравитационных течений зернистых сред. Математические методы в технике и технологиях: Сборник трудов. Тамбов, 2002. Т. 7. С. 34-37.
13. Куликівський В. Л., Палійчук В. К., Боровський В. М. Травмування зернового матеріалу гвинтовими робочими органами шнекових живильників. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Кропивницький. ЦНТУ, 2017. Вип. 47, ч. I. С. 124-131.
14. Дерев'яно Д. А. Травмування та якість насіння на різних стадіях технологічних процесів. Інженерія природокористування. 2014. №1(1). С. 114-123.
15. Кирпа Н. Я. Травмирование семян: причины и следствия. Хранение и переработка зерна. 2013. Вип. №2 (167). С. 29-31.

Список літератури

1. Недовесов В. І., Ловейкін В. С., Бондар М. А., Шимко Л. С. Патент 87400 Україна, МПК (2009) A01D 41/00. Зернозбиральний комбайн; заявник та власник Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського

16. Ловейкін В. С., Шимко Л. С. Експериментальні дослідження процесу вивантаження зернових матеріалів із самоскидного бункера комбайна. Наукові доповіді НУБіП України. Київ. Вип. 6(28): http://nd.nubip.edu.ua/2011_6/titul.html.

17. Ловейкін В. С., Шимко Л. С. Оптимізація режимів роботи самоскидних вивантажувальних пристроїв. Київ. 2015. 292 с.

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ГІДРОПОСІВУ ПРОРОЩЕНОГО НАСІННЯ

С. М. Дейнека, Л. В. Аніскевич

Анотація. Населення України не забезпечується достатньою кількістю овочів власного виробництва. Через недостатню кількість вологи навесні необхідно вдосконалювати технології посіву овочевих культур. Робота присвячена експериментальному дослідженню можливості посіву пророщених насіння овочевих культур разом з рідиною, обґрунтуванню процесу гідросівби пророщеного насіння, в якому реалізуються найбільш ефективні робочі параметри гідросеялки, дослідженню нової технологічної схеми перемішування посівної суміші без травмування паростків насіння за рахунок впровадження змішувальної камери аеродинамічного дії. Запропоновані конструкції гідросеялок і висевних апаратів з-за їх неефективності не були масово впроваджені у виробництво. Аналіз існуючих конструкцій свідчить, що ступінь їх впровадження є результатом низької рівномірності висіву і високого травмування паростків.

Програмою експериментальних досліджень передбачено: визначення рівномірності розподілу насіння у змішувальній камері при різних значеннях тиску повітря і рівня рідини в камері, визначення рівномірності загортання насіння в залежності від кількості насіння у змішувальній камері, визначення швидкості підйому насіння в залежності від розмірних характеристик, визначення оптимального використання водозмінної суміші в процесі гідропосіву. В статті представлені матеріали лабораторних досліджень стаціонарної експериментальної установки гідровисівного апарату. Дослідження проводились у стаціонарному режимі з використанням сучасного обладнання і методик проведення наукових експериментів за допомогою комп'ютерних технологій. Мета експериментів включає визначення емпіричних коефіцієнтів, які визначаються по результатах досліджень. Висновки з матеріалів статті дають можливість розробити оптимальний план польових досліджень, які можуть підтвердити наукову гіпотезу залежності рівномірності висіву пророщених насіння від рівномірності їх розподілу в змішувальній камері.

Експериментально визначено взаємозв'язок конструктивних і технологічних параметрів процесу висіву гідросуміші з ефективністю виконання технологічного процесу.

Ключові слова: експеримент, план експерименту, установка, рандомізація факторів, емпіричні коефіцієнти.

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ ГИДРОПОСЕВА ПРОРОЩЕННЫХ СЕМЯН

С. Н. Дейнека, Л. В. Анискевич

Аннотация. Население Украины не обеспечивается достаточным количеством овощей собственного производства. Из-за недостаточного количества влаги весной необходимо совершенствовать технологии посева овощных культур. Работа посвящена экспериментальному исследованию возможности посева пророщенных семян овощных культур вместе с жидкостью, обоснованию процесса гидропосева пророщенных семян, в котором реализуются наиболее эффективные рабочие параметры гидросеялки, исследованию новой технологической схемы перемешивания посевной смеси без травмирования ростков семян за счет внедрения смесительной камеры аэродинамического действия. Предложенные конструкции гидросеялок и высевающих аппаратов из-за их неэффективности не были массово внедрены в производство. Анализ существующих конструкций свидетельствует, что степень их внедрения есть результатом низкой равномерности посева и высокого травмирования ростков.

Программой экспериментальных исследований предусмотрено: определение равномерности распределения семян в смесительной камере при разных значениях давления воздуха и уровня жидкости в камере, определение равномерности посева семян в зависимости от количества семян в смесительной камере, определение скорости подъема семян в зависимости от размерных характеристик, определение оптимального использования водосеменной смеси в процессе гидропосева. В статье представлены материалы лабораторных исследований стационарной экспериментальной установки гидровысевающего аппарата. Исследования проводились в стационарном режиме с использованием современного оборудования и методик проведения научных экспериментов с помощью компьютерных технологий. Цель экспериментов включает определение эмпирических коэффициентов, определяющихся по результатам исследований. Выводы из материалов статьи дают возможность разработать оптимальный план полевых исследований, которые могут подтвердить научную гипотезу зависимости равномерности посева пророщенных семян от равномерности их распределения в смесительной камере.

Экспериментально определена взаимосвязь конструктивных и технологических параметров процесса высева гидросмеси с эффективностью исполнения технологического процесса.

Ключевые слова: эксперимент, план эксперимента, установка, рандомизация факторов, эмпирические коэффициенты.

S. M. Deyneka ORCID 0000-0003-1015-2457.

L. V. Aniskevich ORCID 0000-0002-4429-2020.

UDK 631.331:661.4

THEORETICAL RESEARCH OF SEPARATION PROCESS GRAIN MIXTURES

S. P. Stepanenko¹, B. I. Kotov²

¹National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture". Ukraine.

²Podolsky State Agricultural and Technical University. Ukraine.

Speciality of article: 133 – industry engineering.

Corresponding authors: stepanenko_s@ukr.net

Article history: Received: August 2019, Accepted: November 2019.

Bible. 15, fig. 2, tabl. 0.

Abstract. Theoretical researches of the technological process of pneumoviral separation of grain mixtures on the pneumatic flow center separators of new generation grains, aimed at increasing the efficiency and quality of the phased separation of grain mixtures. The analysis of the results of the well-known studies presented in the scientific and technical literature on the issues of pneumatic and centrifugal and pneumatic separation of grain mixtures was carried out by analytical and deductive methods, on the basis of which the parameters of the investigated operations of the technological process of the motion of the grain mixture in the pneumoviral separating device were substantiated by theoretical methods. The theoretical researches of the technological process of pneumoviral separation of grain mixtures have been made, which makes it possible to determine the structural-kinematic and technological parameters of the grain-cleaning air-solenoid pneumatic-centrifugal unit with productivity from 25-50 t / h on primary purification of wheat grain with the provision of qualitative indicators in accordance with DSTU 3768: 2010 and seed quality of seeds respectively PH-1-3 ДСТУ 2240-93 at productivity from 10-20 t / h. It is established that the application of the process of pneumatic separation of cereal mixtures when used in the construction of a pneumatic centrifugal separator has the potential to increase its productivity by 1,5-2 times compared with the performance of known industrial separators and on its basis create a new generation of universal centrifugal centrifugal separators with productivity of 50, 100 and 200 t / h

Key words: theoretical dependence, grain mix, dosage, separation, distribution, efficiency, productivity, quality.

Introduction

Extremely widespread in Ukraine and in other countries of the world, there are air-grate grain separators with gravitational working bodies such as flat oscillating, cylindrical rotating sieve and vertical or inclined pneumatic separation channels, which are characterized by limited severity of separation, which greatly complicates the creation on their basis of high-

performance separators for cleaning and sorting grain materials.

The prospect of the development and application of modern high-tech technical equipment in agricultural production [1-5] and the prospect of a comprehensive solution to the problem of post-harvest processing and preservation of grain in Ukrainian farms [1, 3, 6] is the creation of modern refrigeration and drying-storage complexes that provide direct-flow processing of crops with bringing to the norms of basic conditions in accordance with DSTU on concrete grain crops, which, in turn, requires the creation of high-performance universal grain separators (machines for primary cleaning of grain) with productivity from 25 - 200 t / h.

Formulation of problem

Scientific researches of the motion of grain mixtures using centrifugal forces of inertia as the most effective ones allowed the creation and introduction into production of universal grain separators with productivity from 15 to 100 t / h [12-15], which became the basis for mastering the machine-building production of the family of universal vibrocentric separators of the type BCS.

In the indicated separators, the integration of working bodies and the joint use of air and grid separating devices in the form of autonomous grain cleaning units are used. The design and technological scheme of the pneumatic separating device was developed on the basis of conducted scientific research [1-6], which does not allow to increase the productivity of the machine with the necessary quality of primary cleaning of grain.

In connection with the foregoing, the problem of the development of technical means and the theoretical and mechano-technological substantiation of the technological process of pneumoviral separation in the machines of primary purification of the new generation of grain is relevant, and its solution will provide such a new, higher level.

Analysis of recent research results

In the known universal grain separators of the type BCS used pneumatic centrifugal devices [1-6, 10, 11], while the separation process does not allow to provide significant increase in the efficiency and quality of separation [5, 6]. The authors [7, 8, 9] note that the increase in productivity at non-changing quality indices is directly or indirectly related to the design features of dosing devices, rotary scatterers and the organization of air separation channels.

The research of [10, 11, 12] of the disk grain distributor for a pneumatic system with a vertical ring aspiration channel (an analogue of the grain cleaning unit BCC) achieved some increase in the efficiency of grain purification by a vibration centrifugal separator, by developing a pneumatic separating channel with a vertical annular aspiration channel separated by partitions [13, 14]. Increased productivity with this development has not been achieved.

Studies [7, 15-17], aimed at increasing the separation efficiency in pneumatic centrifugal devices, achieved some improvement in the quality of separation of grain mixtures. However, the results of these studies did not confirm the feasibility of using the proposed designs of air-cooled devices on centrifugal separators.

As a result of the research, the design and technological scheme of the grain separator has been developed, which provides an increase in the separation efficiency due to the following factors: the combination of the rotational spreader and the bounding walls of the circular air-separating channel with vortex upward airflow [15, 16], the design of the dosing device and its positioning relative to the rotational grain mixer spreader [16], use of vortex upward airflow [5], use of new design of rotational spreader [5].

Purpose of research

Theoretical studies of the technological process of pneumoviral separation of grain mixtures on the new generation of grain centrifugal separators of grain mills, aimed at increasing the efficiency and quality of phased separation of grain mixtures.

Results of research

Using mechano-mathematical methods [6, 10, 12, 18, 20, 22], developments and studies [2-7, 16-21] have been carried out, which allowed to substantiate the design and technological scheme of the grain-cleaning module of the universal grain separator of the new generation and to substantiate the pneumoviral method and design of a device for separating cereal mixtures, which provides the necessary controlled loading (productivity) of the module and the uniform distribution of the grain mixture in the pneumatic air flow due to the new design of the rotary spreader.

As a result of the research [5, 6, 7] the design of the pneumoviral device was created, the principal scheme of which is presented in Fig. 1. The essence of the

technological process is as follows: the grain mixture through the loading grain lines 1 when the squirrels of the dispensing device 2 are opened by gravity on the center of the rotational spreader 3, which is fixed to the shaft 7 of the rotor of the separator rotating with the optimum (for the lattice system) speed ω .

The rotary scatterer 3 supplies the grain mixture with a uniform layer of a given thickness, which is determined by the amount of its flow through the window of the dispensing device 2, into the air separation channel limited by the outer wall 4. The air in the window of the louver 5 and the conical 6 walls is in the direction of rotation of the rotary spreader 3 of the cereal mixture, which creates an air rising vortex flow.

As a result of the interaction of the particles of the grain mixture with the air flow, the mixture is divided: the lungs are carried out beyond the air channel, and heavy (full grain of the main crop) is reflected from the wall of the 4 pneumatic channels and is directed to the surface of the louver cone 5, which performs a dual function: the foundation of the pneumoviral flow air and aerodynamic transport of heavy fractions to the center.

The linear velocity of the grain mixture and the angles of the direction of its introduction into the pneumoviral channel relative to the axes of the cylindrical coordinate system $0\rho\theta z$ are determined by calculations when solving the system of differential equations [5].

The separation of the air flow of the grain mixture on the light and heavy fraction is carried out by means of the interaction of particles of this mixture introduced into the air stream with velocity v and air flow, the intensity of which is determined by adjusting the aspiration system, and its direction is measured experimentally: the measurement of the angle of incidence is measured by dynamic pressure tubes to the axis of the cylindrical coordinate system $0\rho\theta z$, which allows you to calculate the components of the air velocity v_{BR} , v_{BES} , and v_{Bz} in the direction of the coordinates, determine the air resistance forces the environment of the particles of the cereal mixture in the direction of the indicated axes of coordinates, using the known formula $R = mk_n v^2$, where k_n - particle coefficient of sailing.

In the general case, the Navier-Stokes equation [5, 7, 9] is used to describe the flow of air in the working zone of the vortex chamber. In accordance with the Prandtl hypothesis [9, 12, 18, 22] the voltages in the turbulent flow are equal:

$$\tau_{xy} = \rho \varepsilon dV/dy \quad (1)$$

where ε – coefficient of kinematic viscosity of air flow, which depends on the trajectory of shear l [5, 9, 22] $\varepsilon = l^2 dV/dy$.

Taking into account the dependence on the displacement trajectory and velocity [9]:

$$\varepsilon = l^2 \partial / \partial r (V_\varphi / r) \quad (2)$$

where $l = f(r)$, r – the value of the radius of the vortex chamber at the time t , m;

V_φ – circular air velocity, m/s.

In this case, the coefficient of the kinematic viscosity of the air flow is replaced by the turbulent viscosity coefficient e . With this approach, it is possible to obtain an analytical solution of these equations in the following form [9, 18]:

$$V_\varphi = \frac{V_{\varphi_1} R_1 - V_{\varphi_2} R_2}{R_1^{Re+2} - R_2^{Re+2}} r^{Re+1} + \frac{V_{\varphi_2} R_2 R_1^{Re+2} - V_{\varphi_1} R_1 R_2^{Re+2}}{R_1^{Re+2} - R_2^{Re+2}} r^{-1} \quad (3)$$

where V_{φ_1} , V_{φ_2} – Circular velocity of air, respectively, in radii R_1 , R_2 , m/s;

R_1 – the radius of the arrangement of tangential cracks for introducing airflow on the conical portion of the vortex chamber, m;

R_2 – the radius of the aspiration channel for removing the airflow from the vortex chamber, m;

Re – number of Reynolds.

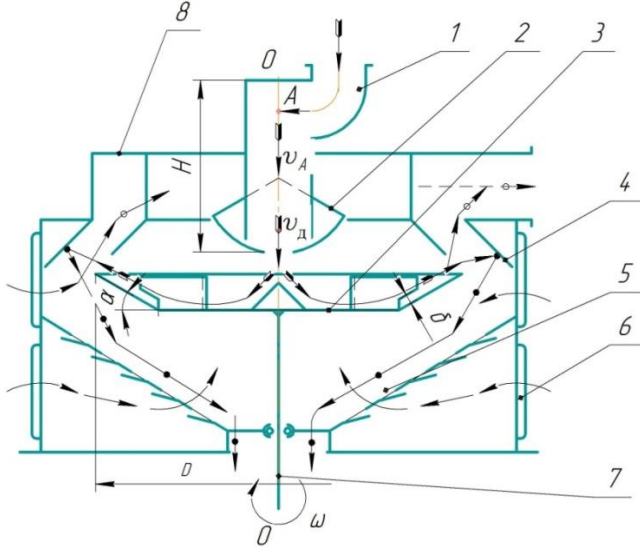


Fig. 1. Principal scheme of pneumoviral device [15, 16]: 1 – loading grain lines; 2 – dosing device; 3 – rotary spreader of grain mixture; 4 – the wall of the air channel; 5 – louver cone; 6 – louver cylindrical wall; 7 – separator rotor shaft; 8 – is a casing

Theoretical studies are aimed at determining the analytical dependence, in which, when taking into account the boundary conditions for air flow only at the entrance to the vortex chamber, one can obtain the basic geometric dimensions of this vortex chamber and determine the values of the velocity of the vortex upward air flow and the particles of the grain mixture at any distance per radius of the vortex chamber:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} - \frac{V_\varphi^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \\ + \varepsilon \left(\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{V_r}{r^2} \right) \\ V_r \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{V_r V_\varphi}{r} = -\frac{1}{\rho r} \frac{\partial P}{\partial \varphi} + \\ + \varepsilon \left(\frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 V_\varphi}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial r} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \varphi} - \frac{V_\varphi}{r^2} \right), \quad (4) \\ V_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\varphi}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \varphi} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \\ + \varepsilon \left(\frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) \\ \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial V_z}{\partial z} + \frac{V_r}{r} = 0 \end{array} \right.$$

where V_r – radial air velocity, m/s;

V_φ – circular air velocity, m/s;

V_z – axial air velocity, m/s;

P – full pressure in the vortex chamber, Pa;

ε – coefficient of viscosity of the turbulent flow;

ρ – grain mix density, kg/m³.

To do this, we assume that the flow of air in the vortex chamber is asymmetric, for the solution of this problem we use the Navier-Stokes equation in a cylindrical coordinate system (4).

Assuming that the vortex airflow in the chamber is asymmetric, and its motion becomes flat, then mathematical assumptions can be written as follows:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} = 0; \quad \frac{\partial}{\partial z} = 0; \quad V_z = 0.$$

Under these conditions, the Navier-Stokes equation system (4) is written as:

$$\left\{ \begin{array}{l} V_r(r) \left(\frac{d}{dr} V_\varphi(r) \right) + \frac{V_r(r) V_\varphi(r)}{r} = \\ = \varepsilon \left(\frac{d}{dr} \left(\frac{d}{dr} V_\varphi(r) \right) + \frac{\frac{d}{dr} V_\varphi(r)}{r} - \frac{V_\varphi}{r^2} \right) \\ V_r \left(\frac{d}{dr} V_r(r) \right) - \frac{V_\varphi(r)^2}{r} = \frac{d}{dr} P(r) \\ \frac{d}{dr} V_r(r) + \frac{V_r(r)}{r} = 0 \end{array} \right. \quad (5)$$

From the third equation of the system (5), the radial component of the air velocity depends only on the radius, and also this equation is a differential equation in the complete derivatives, therefore its solution becomes the following form:

$$V_r(r) = \frac{C_1}{r} \quad (6)$$

Permanent integration of : C_1 is possible to determine from the condition if, on radius R_1 , we know the value of the radial component of the air flow.

The value of this speed will be written as follows:

$$V_{r1} = \frac{Q_g}{2\pi R_1 H} \quad (7)$$

where Q_g – volumetric flow rate of air;

H – height of the vortex chamber, m

Consequently, constant integration is determined from the relation:

$$C_1 = V_{r1} R_1 \quad (8)$$

and the equation for determining the radial component of the air flow velocity will take the following form:

$$V_r = \frac{V_{r1} R_1}{r} \quad (9)$$

After the transformations from the first equation of system (5) one can obtain the theoretical dependence by which the quantity of the air velocity in the radius of the vortex chamber is determined quantitatively. This equation is a differential equation of the second degree with constant coefficients, but some simplifications have led to the dependence on one variable, which is the radius of the vortex chamber. Twice about integrating this differential equation, we obtain an analytic dependence in which there are two constant integrals:

$$V_\varphi(r) = \frac{C_2}{r} + C_3 r^{\left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right)} \quad (10)$$

If the first derivative from the received dependence of the velocity of the air flow at a radius near a point with radius R_1 is 0, the analytical expression for this derivative has the form:

$$\frac{d}{dr} V_\varphi(r) = -\frac{C_2}{r^2} + \frac{C_3 r^{\left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right)}}{\varepsilon r} (V_{r1} R_1 + \varepsilon) \quad (11)$$

then the second condition that will determine the second constant integration, will be the equality of the velocity component of the air flow rate, the velocity of air flow from the input tangential cracks located on the radius R_1 .

$$V_{r1} = \frac{Q_g}{h_{\text{тл}} n_{\text{тл}} H} \quad (12)$$

where $h_{\text{тл}}$ – width of tangential gap, m;

$n_{\text{тл}}$ – number of tangential cracks, pcs.

After the substitution, we obtain a system of two equations with two unknowns:

$$\begin{cases} 0 = -\frac{C_2}{R_1^2} + \frac{C_3 R_1 \left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right) (V_{r1} + \varepsilon)}{R_1 \varepsilon} \\ V_{\varphi 1} = \frac{C_2}{R_1} + C_3 R_1 \left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right) \end{cases} \quad (13)$$

The solution of this system of equations (13) is the analytic equations for constant integration:

$$\begin{cases} C_2 = \frac{V_{\varphi 1} R_1 (V_{r1} R_1 + \varepsilon)}{2\varepsilon + V_{r1} R_1} \\ C_3 = \frac{\varepsilon V_{\varphi 1} R_1 \left(-\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right)}{2\varepsilon + V_{r1} R_1} \end{cases} \quad (14)$$

Consequently, we obtained an analytical expression by which we can quantitatively determine the value of the velocity of the airflow along the radius of the vortex chamber. To do this, you must specify the boundary conditions. In our case, such conditions are quantitative data of the velocity of the airflow within a radius equal to the radius of the arrangement of the tangential cracks for introducing air into the vortex aspiration chamber. After adding the values of the constants obtained as a result of the solution of the differential equation, the dependence for determining the velocity velocity of the vortex airflow along the radius of the vortex chamber will be as follows:

$$V_{\varphi}(r) = \frac{V_{\varphi 1} R_1 (V_{r1} R_1 + \varepsilon)}{(2\varepsilon + V_{r1} R_1)r} + \frac{\varepsilon V_{\varphi 1} R_1 \left(-\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right) r \left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right)}{2\varepsilon + V_{r1} R_1}. \quad (15)$$

To solve this mathematical dependence (15) and to facilitate its analysis, we will write this expression in the following form:

$$V_{\varphi}(r) = \frac{1}{(2\varepsilon + V_{r1} R_1)r} \left(V_{\varphi 1} \left(R_1^2 V_{r1} + R_1 \varepsilon + \varepsilon R_1 \left(-\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right) r \left(\frac{V_{r1} R_1 + \varepsilon}{\varepsilon} \right) \right) \right). \quad (16)$$

The analysis of the equations of the system (4-16) shows that the parasitic coefficient and the coefficient of kinematic viscosity, which is different for particles with different characteristics, is of paramount importance in the nature of the motion of the grain mixture particles in all directions of the vortex stream. In the radial direction, the movement of particles of the grain mixture is slowing down, and in the tangential direction it is accelerated, which provides the movement of heavy particles along the curvilinear trajectories with the approach to the axis of the vortex stream while simultaneously slowing down their fall. For light particles it promotes accelerated removal of them from the separation zone beyond the separating channel.

Compare the obtained dependence (16) with the results of calculations, for example, the ideal flow of air. It is known that in order to determine the velocity in a perfect airflow (without taking into account the viscosity), it is possible to obtain dependence on the conservation

law of the moment of the number of rotational motion, which has the following known expression:

$$m_i \frac{d}{dt} (r V_{\varphi}) = 0 \quad (17)$$

where m_i – mass i – th volume of air.

Considering this mathematical dependence on the condition, that $m_i \neq 0$ and $dt \neq 0$, we obtain the following condition:

$$d(r V_{\varphi}) = 0 \quad (18)$$

Considering this equation, taking into account that the value r is a variable, we obtain a differential equation of the form:

$$V_{\varphi}(r) + r \left(\frac{d}{dr} V_{\varphi}(r) \right) = 0 \quad (19)$$

the solution of which will be as follows:

$$V_{\varphi}(r) = \frac{C_1}{r} \quad (20)$$

The constant integration of C_1 can be determined from the boundary conditions at the entrance to the vortex aspiration chamber. That is, when $r = R_1$, we assume that the velocity will be determined and exactly $V_{\varphi} = V_{\varphi 1}$. Consequently, under such conditions, constant integration will be determined by the following dependence:

$$C_1 = V_{\varphi 1} R_1. \quad (21)$$

Consequently, the analytical equation for determining the velocity in the ideal flow of air (without taking into account the viscosity) will take the following form:

$$V_{\varphi}(r) = \frac{V_{\varphi 1} R_1}{r}. \quad (22)$$

Let's consider in our example how the dependences (16) differ in determining the velocity of the viscous vortex airflow and the dependence (22), which determines the value of the velocity of the ideal airflow.

In these research, we take a vortex aspiration chamber with a radius of location of the tangential cracks $R_1 = 0,5 \text{ m}$, the value of the radial component of the full air flow velocity on the given radius $V_{r1} = 5 \text{ m/s}$, the value of the velocity component at the same radius of the vortex chamber $V_{\varphi 1} = 17 \text{ m/s}$. We restrict the area along the radius of the vortex aspiration chamber, the radius of the aspiration canal to remove contaminated air from the vortex chamber, $R_2 = 0,15 \text{ m}$.

In Figure 2. Graphic dependencies are presented that clearly compare the calculations of the velocity of the ideal air flow and the viscous vortex air flow within the limits of the above dimensions of the vortex chamber and the specified boundary conditions.

Analyzing the obtained graphic dependences, we arrive at the conclusion that there is a significant decrease in the value of the velocity of the viscous vortex airflow relative to the velocity of the ideal airflow. This discrepancy is also confirmed by other investigators [23] for diverting the designs of aspiration chambers.

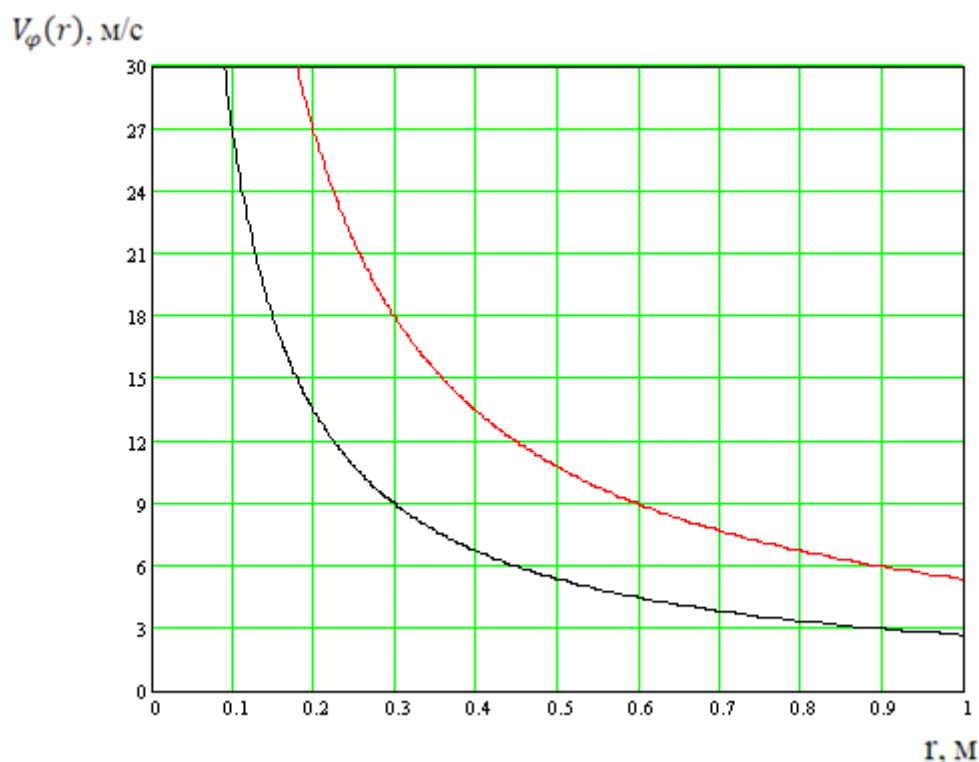


Fig. 2. Graphic dependencies of the velocity of the airflow along the radius of the vortex aspiration chamber (the upper line is for an ideal air flow; the bottom line is for a viscous vortex air stream).

Conclusions

1. The conducted research confirm the possibility intensification of the separation of the grain mixture in the pneumatic separating device, and theoretical research and mechano-technological substantiation of operations allow to determine the technological, kinematic and structural elements of such devices.

2. Taking into account the constructional possibilities of extending the perimeter of the pipeline and the intensification of its technological process, it is possible to create a grain-cleaning air-rack pneumatic center-flow block (module) with a high degree of unification and using the modular principle of constructing a separator structure with productivity up to 200 t / h. The analysis of the operations of the pneumoviral device shows his dear opportunities, which involves reducing of grain and seeds.

References

1. *Lipkovich, E. I.* (2003). Threshing and separation processes in threshing machines of combine harvesters. Zernograd, 168.
2. *Klenin, N. I.* (2007). Research of threshing and grain separation. Moskva, 424.
3. *Alferov, S. A., Braginetz, V. S.* (2002). Threshing and grain separation in threshing mechanism as probable process. Tractors and agricultural machinery, 4, 10-13.
4. *Zhalnin, E. V.* (2012). Methodical points for the general theory of threshing and grain separation in grain harvester combines. Scientific and technical table of the Union institute of agricultural mechanization, 52, 22-29.
5. *Zanko, M. D., Nedovesov, V. I.* (2013). Analytical modeling of grain losses after threshing mechanism

depending on the conditions of the combine harvester operation. Mechanization and electrification of agriculture, 97, 483-488.

6. *Antipin, V.G., Korobizyn, V. M.* (1979). About the movement of threshing culture on concave. Mechanization and electrification of socialist agriculture, 8, 7-9.

7. *Bernhardt, G. Bischoff, L., Herlitzius, T.* (1996). Machine research of functional parts of combine harvesters. Agrotechnical research, 2, 138-143.

8. *Dudak, S. M., Grytzaka, O. M., Spirin, A. V.* (2015). Kinetics of the grain threshing process in combine harvesters. Scientific papers of Vinnytsia National Agricultural University, 1(89), 1, 53-56.

9. *Klochkov, A. V., Gusarov, V. V., Kuboń, M., Kamiński, J. R.* (2017). Threshing and drain separating mechanism with differentiate concave for intensification of threshing and drain separation. Agricultural Engineering, 21, 3, 29-45.

10. *Smolinskyi, S. V.* (2010). Analysis of the relationship between the basic parameters of modern combine harvesters. Herald of Harakov National Technical P.Vasilenko University of Agriculture, 93, 1, 182-186.

11. *Bosoi, E. S., Vernyaev, O. V., Smirnov, I. I.* (1978). Theory, design and determination of agricultural machinery. Moskva: Mashinostroenie, 568.

12. *Kragelskyi, I. V., Alisin, V. V.* (1978). Friction, wear and lubrication. Moskva: Mashinostroenie, 1, 400.

13. *Byschov, N. V., Sorokin, A. A.* (1999). Principles and methods for determination and designing of combine parts. Razan: RGSMA 135.

14. *Brochures of firms Claas, John Deere, Messey Fergusson, New Holand, Sampo.*

15. Nedovesov, V. I., Zanko, M. D. (2012). Graphic and mathematical modeling of tank volume for grain harvester. Mechanization and electrification of agriculture, 96, 240–246.

Список літератури

1. Липкович Э. И. Процессы обмолота и сепарации в молотильных аппаратах зерноуборочных комбайнов. Зерноград, 2003. 168 с.
2. Кленин Н. И. Исследование вымолота и сепарации зерна. Диссертация доктора технических наук. Москва, 2007. 424 с.
3. Алферов С. А., Багинец В. С. Обмолот и сепарация зерна в молотильных устройствах как вероятный процесс. Тракторы и сельхозмашины. 2002. №4. С. 10–13.
4. Жалнин Э. В. Методические вопросы построения общей теории процессов обмолота и сепарации зерна в зерноуборочных комбайнах. Науч.-тех. бюллетень ВИМ. 2012. Вып. 52. С. 22–29.
5. Занько М. Д., Недовесов В. І. Аналітичне моделювання втрат зерна за молотаркою в залежності від умов роботи зернозбирального комбайна. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2013. Вип. 97. С. 483–488.
6. Антипин В. Г., Коробицын В. М. О перемещении обмолачиваемой культуры по подбарабанью/ Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1979. № 8. С. 7–9.
7. Bernhardt G., Bischoff L., Herlitzius T. Maschinenuntersuchung funktionaler Baugruppen von Mähdreschern. Agrartechnische Forschung. 2 (1996). H. 2. 138–143.
8. Дудак С. М., Грицака О. М., Спірін А. В. Кінетика процесу вимолоту зерна зернозбиральними комбайнами. Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. 2015. №1(89). Том 1. С. 53–56.
9. Klochkov A. V., Gusarov V. V., Kuboń M., Kamińsk J. R. Threshing and drain separating mechanism with differentiate concave for intensification of threshing and drain separation. Agricultural Engineering. 2017. Vol. 21. No 3. P. 29–45.
10. Смолінський С. В. Аналіз взаємозв'язку між базовими параметрами сучасних зернозбиральних комбайнів. Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Харків. 2010. Вип. 93 Т. 1. С. 182–186.
11. Босой Е. С., Верняев О. В., Смирнов И. И. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин. Москва. Машиностроение, 1978. 568 с.
12. Крагельский И. В., Алисин В. В. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. Москва. Машиностроение, 1978. Книга 1. 400 с.
13. Бышов Н. В., Сорокин А. А. Принципы и методы расчета и проектирования рабочих органов комбайнов. Рязань, 1999. 135 с.
14. Проспекти фірм Claas, John Deere, Messey Ferguson, New Holand, Sampo.
15. Занько М. Д., Недовесов В. І. Графічне і математичне моделювання показника об'єм бункера

зернозбирального комбайна. Механізація і електрифікація сільського господарства. 2012. Вип. 96. С. 240–246.

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗПОДІЛУ ЗЕРНОВИХ СУМІШЕЙ

С. П. Степаненко, Б. І. Котов

Анотація. У роботі наведені результати теоретичного дослідження взаємодії часток компонентів зернового матеріалу при протivotочной подачі матеріалу в повітряний потік і при змінних епорах швидкості потоку вздовж осей координат. Встановлено, що використання змінної швидкості збільшує величину розщеплення траєкторій руху і ефективність розділення. Аналізуючи отримані результати математичного моделювання балістики частинок компонентів зернового матеріалу можна визначити, що збільшення величини розщеплення (розгалуження) траєкторій руху частинок при використанні змінної швидкості повітряного потоку за координатами. Збільшення величини розщеплення траєкторій однозначно характеризує збільшення ефективності поділу компонентів зернового матеріалу на фракції по аеродинамічним властивостям, які як відомо щільно корелюють з якісними показниками зернового матеріалу. Отримані результати досліджень процесу інерційного фракціонування свідчать про реальну можливість підвищення ефективності поділу матеріалу на фракції по аеродинамічних властивостях. Ефект епори швидкості повітря в повітряному каналі може бути використано для управління процесами поділу матеріалу на фракції.

Ключові слова: теоретична залежність, зернова суміш, дозування, виділення, розподілу, ефективність, продуктивність, якість.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗДЕЛЕНИЯ ЗЕРНОВЫХ СМЕСЕЙ

С. П. Степаненко, Б. И. Котов

Аннотация. В работе приведены результаты теоретического исследования взаимодействия частиц компонентов зернового материала при протivotочной подаче материала в воздушный поток и при переменных эпорах скорости потока вдоль осей координат. Установлено, что использование переменной скорости увеличивает величину расщепления траекторий движения и эффективность разделения. Анализируя полученные результаты математического моделирования баллистики частиц компонентов зернового материала можно определить, что увеличение величины расщепления (ветвления) траекторий движения частиц при использовании переменной скорости воздушного потока по координатам. Увеличение величины расщепления траекторий однозначно характеризует увеличение эффективности разделения компонентов зернового материала на фракции по аэродинамическим свойствам, которые как известно плотно коррелируют с качественными показателями зернового материала.

Полученные результаты исследований процесса инерционного фракционирования свидетельствуют о

реальной возможности повышения эффективности разделения материала на фракции по аэродинамическим свойствам. Эффект эпюры скорости воздуха в воздушном канале может быть использовано для управления процессами разделения материала на фракции.

Ключевые слова: теоретическая зависимость, зерновая смесь, дозировка, выделения, распределения, эффективность, производительность, качество.

S. P. Stepanenko ORCID 0000-0002-9307-2796.

B. I. Kotov ORCID 0000-0003-2369-7288.

УДК 631.1.004

СИСТЕМНІСТЬ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВІДНОВЛЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН ЗА СТУПЕНЕМ ВИТРАТ ЇХ РЕСУРСУ

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 – серпень 2019, акцептовано – листопад 2019.

Бібл. 13, рис. 3, табл. 0.

Анотація. В статті проведено аналіз стану і напрямків розвитку системи відновлення працездатності сільськогосподарських машин. Встановлено, що одним із напрямів удосконалення системи відновлення працездатності сільськогосподарських машин в сучасних умовах є наукове обґрунтування раціональної періодичності проведення робіт з відновлення працездатності сільськогосподарських машин при їх технічній експлуатації.

За результатами проведеного аналізу рівня надійності і трудомісткості відновлення працездатності сільськогосподарських машин визначено, що першочергове проведення досліджень, спрямованих на зниження витрат при їх експлуатації, необхідно для підлогових пристроїв, де найбільш трудомісткими є роботи з технічного обслуговування робочих органів сільськогосподарських машин.

Інтенсивність роботи і швидкість витрачання технічного ресурсу сільськогосподарських машин в ланцюгах в значній мірі залежать від інтенсивності машиновикористання одиниць і тому істотно розрізняються на лініях різних категорій по інтенсивності відмов, а також в різних районах сезонного напрацювання. Для зниження витрат на експлуатацію сільськогосподарських машин і зменшення негативного впливу «людського фактора» необхідна розробка методів обліку відмінності в швидкості витрачання їх технічного ресурсу при призначенні термінів проведення робіт з відновлення працездатності сільськогосподарських машин.

Показана можливість оптимізації процесу відновлення працездатності сільськогосподарських машин за техніко-економічними критеріями з використанням апарату ланцюгів Маркова.

Ключові слова: методологія, коефіцієнт готовності, ефективність, сільськогосподарська машина.

експлуатації в тісному взаємозв'язку один з одним [1]. Тому існує необхідність розробки моделей процесу відновлення працездатності сільськогосподарських машин з використанням математичного апарату ланцюгів Маркова [2], що дозволяють описувати поведінку великих технічних систем і пристроїв, що входять в них [3]. Марковська апроксимація процесів старіння забезпечується при цьому за рахунок нелінійного перетворення – квантування за рівнем випадкових функцій [4], що характеризують зміну в часі узагальненого параметра системи відновлення працездатності сільськогосподарських машин [5].

Аналіз останніх досліджень

Нелінійне перетворення цілком природно для системи відновлення працездатності сільськогосподарських машин [6], так як при їх технічному обслуговуванні параметри вимірюються в дискретні [7], і, як правило, рівновіддалені моменти часу [8]. Зазвичай вважається [9], що марковський ланцюг описує перехідний режим системи відновлення працездатності сільськогосподарських машин на однакових інтервалах часу. Це дозволяє використовувати ланцюга Маркова для дослідження «поведінки» або зміни станів системи відновлення працездатності сільськогосподарських машин на всьому часу експлуатації [10, 11].

Результати проведеного аналізу наукової літератури свідчать про відсутність в даний час єдиного системного підходу до обґрунтування забезпечення відновлення працездатності сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх ресурсу, що відрізняються від машин-аналогів новизною конструкції [12], а також збільшення міжремонтного нормативами [13].

Мета досліджень

Мета досліджень – описати особливості аналітичних підходів до системного підходу забезпечення відновлення працездатності

Постановка проблеми

Стан елементів механізмів сільськогосподарських машин (далі – машин) змінюється в процесі його

сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх ресурсу.

Результати досліджень

На рис. 1 представлена розроблена узагальнена марковська модель процесу відновлення працездатності сільськогосподарських машин, в якій прийняті наступні позначення станів.

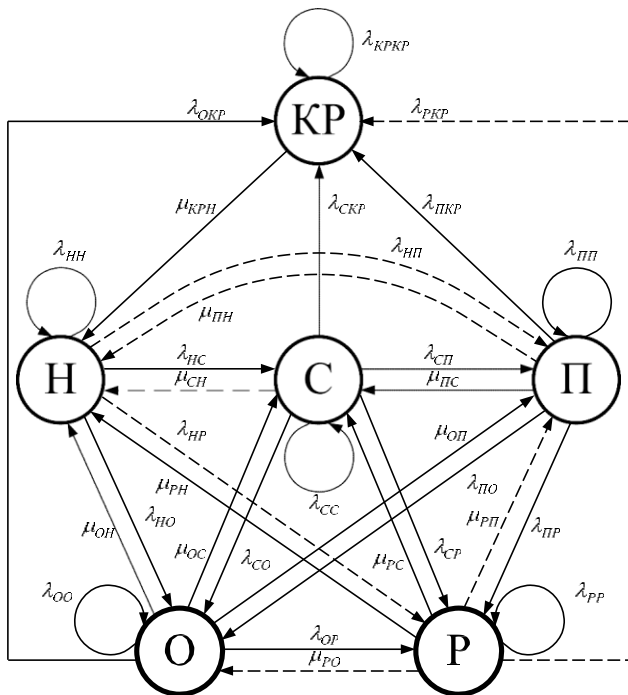


Рис. 1. Узагальнена модель процесу відновлення працездатності сільськогосподарських машин.

Fig. 1. Generalized model of the process of recovery of agricultural machinery.

Н - новий стан - це працездатний стан, коли всі контрольовані параметри знаходяться в межах, що пропонуються для моменту пуску в експлуатацію, в яке потрапляють елементи сільськогосподарських машин, що надійшли з заводу або після капітального ремонту, проведеного в умовах дистанції. Даний стан - це період припрацювання, під час якого виявляються приховані дефекти.

С - старіючий стан, при якому елементи сільськогосподарських машин знаходяться в працездатному стані, і всі параметри, що характеризують здатність об'єкта виконувати задані функції, знаходяться в області допустимих значень. Даний стан настає після закінчення періоду припрацювання і включає в себе весь період нормальної експлуатації.

П - передвідмовний стан (працездатне), коли один або декілька з контрольованих параметрів досягають області критичних значень.

О - стан відмови (захисного або небезпечного), за допомогою якого елементи сільськогосподарських машин знаходяться в непрацездатному стані.

Р - стан поточного ремонту, в яке елементи сільськогосподарських машин потрапляють або під час усунення відмов, або при технічному обслуговуванні, коли проводиться заміна або відновлення будь-яких вузлів або деталей.

КР - стан капітального ремонту, в яке елементи сільськогосподарських машин виводяться відповідно до графіків заміни в встановлені нормативними документами терміни.

Переходи між можливими станами даної моделі, позначені λ з індексами, складеними з позначень початкового і кінцевого станів, є інтенсивностями старіння, відмов, передвідмов, проведення поточного та капітального ремонтів. Інтенсивності відмов включають в себе інтенсивності всіх можливих видів як захисних, так і небезпечних відмов - раптових, поступових, передсезонних і післяпрофілактичних.

Зворотні переходи між станами, позначені μ , є інтенсивностями відновлень після відмов, робіт при регламентному обслуговуванні і введення в експлуатацію після капітального ремонту.

Дуги графа з поверненням в ті ж стани відповідають випадкам, коли між черговими перевірками контрольованих параметрів об'єкт залишився в колишньому дискретному стані. Ці переходи позначені $\lambda_{HH}, \lambda_{CC}, \lambda_{PP}, \lambda_{OO}, \lambda_{RR}, \lambda_{KRKR}$.

У даній моделі (рис. 1) враховані і малоімовірні переходи, позначені пунктирними лініями. Надалі для спрощення розрахункових формул ці переходи не розглядаються, тобто значення інтенсивностей цих переходів приймаються рівними нулю.

Математична модель розглянутого процесу змін стану в часі включає в себе вектор-стовбець $P(0)$, який задається ймовірністю розподілу станів в нулевий момент часу, і стохастичну матрицю ймовірностей переходів між станами $\|P_{ij}\|$.

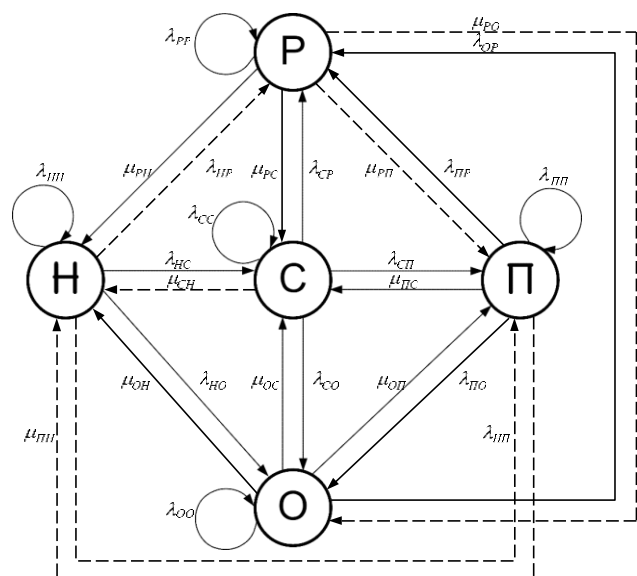


Рис. 2. Модель процесу відновлення працездатності двигунів сільськогосподарських машин.

Fig. 2. Model of process of recovery of engines' agricultural machinery.

Розроблена узагальнена модель процесу відновлення працездатності сільськогосподарських машин дозволяє будувати приватні моделі технічного обслуговування будь-яких елементів сільськогосподарських машин з урахуванням специфіки їх роботи і прояви відмов, а також виводити розрахункові формули для визначення ймовірностей перебування в кожному з можливих дискретних станів розглянутого процесу.

Розроблена марковська модель процесу відновлення працездатності двигунів сільськогосподарських машин на інтервалі часу від пуску в експлуатацію до моменту заміни для капітального ремонту або списання представлена на рис. 2.

Система диференціальних рівнянь для даної моделі має вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP_H}{dt} &= -P_H(t) \cdot (\lambda_{HC} + \lambda_{HO}) + P_C(t) \cdot 0 + P_H(t) \cdot 0 + P_O(t) \cdot \mu_{OH} + P_F(t) \cdot \mu_{FH}; \\ \frac{dP_C}{dt} &= P_H(t) \cdot \lambda_{HC} - P_C(t) \cdot (\lambda_{CH} + \lambda_{CO} + \lambda_{CF}) + P_H(t) \cdot \mu_{CH} + P_O(t) \cdot \mu_{OC} + P_F(t) \cdot \mu_{FC}; \\ \frac{dP_H}{dt} &= P_H(t) \cdot 0 + P_C(t) \cdot \lambda_{CH} - P_H(t) \cdot (\mu_{CH} + \lambda_{HO} + \lambda_{HF}) + P_O(t) \cdot \mu_{OH} + P_F(t) \cdot 0; \\ \frac{dP_O}{dt} &= P_H(t) \cdot \lambda_{HO} + P_C(t) \cdot \lambda_{CO} + P_H(t) \cdot \lambda_{HO} - P_O(t) \cdot (\mu_{OH} + \mu_{OC} + \mu_{OF} + \lambda_{OP}) + P_F(t) \cdot 0; \\ \frac{dP_F}{dt} &= P_H(t) \cdot 0 + P_C(t) \cdot \lambda_{CF} + P_H(t) \cdot \lambda_{HF} + P_O(t) \cdot \lambda_{OF} - P_F(t) \cdot (\mu_{FH} + \mu_{FC}). \end{aligned} \right\}.$$

Розглянуті стани даного процесу утворюють повну групу несумісних подій, тому сума їх ймовірностей дорівнює одиниці.

$$P_H(t) + P_C(t) + P_H(t) + P_{Pro}(t) + P_F(t) = 1. \quad (1)$$

В результаті рішення системи рівнянь з урахуванням рівняння (1) при відомих чисельних значеннях інтенсивностей переходів між станами процесу відновлення працездатності двигунів сільськогосподарських машин визначаються ймовірності їх знаходження в кожному з можливих дискретних станів розглянутого процесу.

Для чисельного рішення системи диференціальних рівнянь з урахуванням рівняння (1) для відновлення працездатності двигунів сільськогосподарських машин, потрібне знання чисельних даних по інтенсивностям переходів між станами. Ці чисельні значення для ліній різних категорій були знайдені за результатами аналізу статистичних даних агрофірм, що дозволило отримати значення ймовірностей перебування двигунів в різних станах. Були знайдені також чисельні значення сумарних і питомих витрат на експлуатацію двигунів на лініях з різною інтенсивністю напруження машин.

На базі методики розрахунку ймовірностей перебування двигунів в станах марківської моделі процесу відновлення працездатності двигунів сільськогосподарських машин була розроблена методика пошуку оптимальної по техніко-економічним критерієм періодичності технічного обслуговування.

Визначальним параметром є інтенсивність наробітки машини, що впливає на швидкість витрачання ресурсу двигунів і обмежує час відновлення їх працездатності після відмов, а змінним параметром взята періодичність технічного обслуговування, що визначає трудомісткість обслуговування і величину експлуатаційних витрат.

За розробленою методикою було знайдено оптимум періодичності виконання роботи «Перевірка внутрішнього стану газовідведення, справності циліндро-поршневої групи двигуна; чистка і змащування систем, що експлуатуються на лініях четвертої категорії. Трудомісткість виконання даної роботи на лініях четвертої категорії становить 43,8% від загального обсягу робіт по профілактиці захисних відмов двигунів, а існуюча періодичність її проведення – один раз в квартал.

На рис. 3 показані графіки зміни, в залежності від періодичності проведення даної роботи по технічному обслуговуванні двигунів, інтенсивності захисних відмов λ_3 , питомих на один захід річних витрат на технічне обслуговування C'_O , Збитку в поїзної роботі від відмов стрілочних електроприводів і витрат від додаткових витрат трудових ресурсів на їх усунення C'_y , а також питомих сумарних експлуатаційних витрат C'_E .

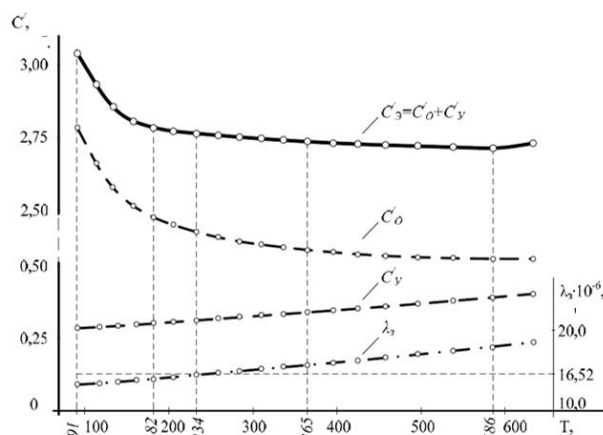


Рис. 3. Залежність питомих витрат на експлуатацію двигунів від періодичності виконання роботи.

Fig. 3. The dependence of unit costs on operation engines from interval work.

У техніко-економічних розрахунках мінімум буває зазвичай слабовираженням, що видно і з рис. 3. Тому коректніше можна говорити не про оптимальну, а про раціональність періодичності технічного обслуговування, яка визначається з урахуванням обмежень, що накладаються особливостями експлуатації систем двигунів на конкретних ділянках і діючими методами планування робіт з їх технічного обслуговування.

Отримання раціональної періодичності виконання даної роботи – один раз в 33 дні. При цьому трудомісткість виконання робіт з технічного обслуговування двигунів сільськогосподарських машин з урахуванням непродуктивних витрат часу на лініях четвертої категорії відмов зменшиться на 13,4% і складе 20,95 люд.-год. в рік на один двигун.

Використано практику призначення однакової періодичності капітальних ремонтів двигунів без урахування швидкості витрачання їх ресурсу в конкретних умовах експлуатації здебільшого надлишкова. Тому нами розроблена також методика

визначення раціональних термінів ремонтів двигунів, експлуатованих для різних категорій наробітку з урахуванням швидкості витрачання їх технічного ресурсу.

На підставі розробленої моделі еволюції в часі ресурсу сільськогосподарських машин знайдена залежність періодичності їх заміни від середньої швидкості витрачання технічного ресурсу. Показано, що оптимальні терміни заміни для проведення відновлення працездатності сільськогосподарських машин, експлуатованих на лініях третьої і четвертої категорій відмов, а також експлуатованих на лініях першої та другої категорій, становить 1021 годин і 1208 годин відповідно при діючому максимальному терміні заміни, рівному 960 годин.

Висновки

1. Розроблено, як окремі випадки узагальненої моделі, марковська модель процесу відновлення працездатності сільськогосподарських машин і марковские моделі процесів відновлення працездатності двигунів сільськогосподарських машин в кожне з можливих станів з використанням диференціальних рівнянь Колмогорова.

2. Розроблено методику оптимізації періодичності технічного обслуговування двигунів за техніко-економічним критерієм і методика пошуку раціональної періодичності їх обслуговування з урахуванням обмежень, що накладаються особливостями експлуатації систем двигунів машин на конкретних ділянках і методами планування робіт з технічного обслуговування сільськогосподарських машин з урахуванням швидкості витрачання їх технічного ресурсу.

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, pp. 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, vol. 19, 2017, pp. 158-163.
3. *Yata V.K., Tiwari B.C., Ahmad, I.* Nanoscience in food and agriculture: research, industries and patents. Environmental Chemistry Letters, vol. 16, 2018, pp. 79-84.
4. *Masek J., Novak P., Jasinskis 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, pp. 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. vol. 298, 2018, pp. 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, pp. 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, pp. 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, pp. 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, pp. 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, vol. 266 (3), 2016, pp. 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.

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. Vol. 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, vol. 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, vol. 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. Vol. 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. vol. 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. Vol. 16, 108-113.

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.

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, vol. 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. Vol. 15, 16-20.

12. Pinzi S., Cubero-Aienza 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, vol. 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. Vol. 10, No 3, 181-187.

СИСТЕМНОСТЬ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН ПО СТЕПЕНИ ЗАТРАТ РЕСУРСА

И. Л. Роговский

Аннотация. В статье проведен анализ состояния и направлений развития системы восстановления

работоспособности сельскохозяйственных машин. Установлено, что одним из направлений совершенствования системы восстановления работоспособности сельскохозяйственных машин в современных условиях является научное обоснование рациональной периодичности проведения работ по восстановлению работоспособности сельскохозяйственных машин при их технической эксплуатации.

Об результатам проведенного анализа уровня надежности и трудоемкости восстановления работоспособности сельскохозяйственных машин определено, что первоочередное проведение исследований, направленных на снижение затрат при их эксплуатации, необходимо для napольных устройств, где наиболее трудоемкими являются работы по техническому обслуживанию рабочих органов сельскохозяйственных машин.

Интенсивность работы и скорость расходования технического ресурса сельскохозяйственных машин в цепях, в значительной степени зависят от интенсивности машиноиспользования единиц и поэтому существенно различаются на линиях разных категорий по интенсивности отказов, а также в различных районах сезонного наработки. Для снижения затрат на эксплуатацию сельскохозяйственных машин и уменьшение негативного влияния «человеческого фактора» необходима разработка методов учета различия в скорости расходования их технического ресурса при назначении сроков проведения работ по восстановлению работоспособности сельскохозяйственных машин.

Показана возможность оптимизации процесса восстановления работоспособности сельскохозяйственных машин по технико-экономическим критериям с использованием аппарата цепей Маркова.

Ключевые слова: методология, коэффициент готовности, эффективность, сельскохозяйственная машина.

CONSISTENCY ENSURE THE RECOVERY OF AGRICULTURAL MACHINERY ACCORDING TO DEGREE OF RESOURCE'S COSTS

I. L. Rogovskii

Abstract. In the article the analysis of a condition and directions of development of the system restore functionality of agricultural machinery. It is established that one of the ways of improving the resilience of agricultural machinery in modern conditions is the scientific rationale for the periodicity of the works on the restoration of agricultural machinery during their operation.

About the results of the analysis of the level of reliability and the complexity of the recovery of agricultural machinery is determined that the primary research aimed at cost reduction in their operation, it is necessary for outdoor functions where the most time-consuming is the maintenance of the working bodies of agricultural machinery.

The intensity of work and the consumption rate technical resource of agricultural machinery in chains largely depend on the intensity of units and therefore differ significantly on the lines of different categories according to failure rate, as well as in various parts of the seasonal developments. To reduce the cost of operation of agricultural machines and reduction of the negative impact of "human factor" is necessary to develop methods of accounting for the differences in rate of consumption of their technical resource when assigning the timing of the works with the restoration of agricultural machinery.

The possibility of optimizing the process of recovery of agricultural machinery on techno-economic criteria using the apparatus of Markov chains.

Key words: methodology, availability, efficiency, agricultural machine.

I. Л. Роговський ORCID 0000-0002-6957-1616.

Зміст

1. Оптимізація динамічних навантажень у пружних елементах вантажопідіймних кранів при різних способах підйому вантажу. Частина II <i>В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, І. О. Кадикало</i>	5-11
2. Обґрунтування термінів ремонтних робіт та прогнозування строків служби контактів розбірного типу за умов неповноти вихідної інформації <i>В. В. Козирський, І. П. Ткачук, С. М. Волошин, І. І. Слушний</i>	13-17
3. Аналіз способів та засобів для перемішування субстрату в метантенках біогазових установок <i>О. Г. Скляр, Р. В. Скляр</i>	19-26
4. Вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху роликової формувальної установки з зрівноваженим приводом <i>В. С. Ловейкін, К. І. Почка</i>	27-36
5. Статистичний метод для ухвали рішення з ремонту транспортних засобів у агропромисловому комплексі <i>О. В. Надточій, Л. Л. Тітова</i>	37-41
6. Визначення напружень в пресованому матеріалі у прес-грануляторах з кільцевою матрицею <i>Н. І. Болтянська, А. С. Комар</i>	43-50
7. Аналіз параметрів штангового обприскувача з метою збільшення його продуктивності <i>А. В. Бабій</i>	51-56
8. Математична модель переміщення частинки вертикальним шнеком при стаціонарному режимі <i>С. Ф. Пилипака, В. М. Бабка, І. Ю. Грищенко, Т. А. Кресан</i>	57-61
9. Індивідуальне прогнозування технічного стану машин та розробка методу визначення умовної функції розподілу їх залишкового ресурсу <i>О. В. Сушко, О. С. Колодій, О. В. Пенюк</i>	63-69
10. Розробка конструкції та дослідження гвинтових робочих поверхонь шнекових механізмів сільськогосподарських машин <i>О. Л. Ляшук, А. Б. Гупка, Ю. І. Пиндус, В. В. Гупка</i>	71-78
11. Визначення характеру навантаження на шнеки при транспортуванні сипких матеріалів <i>А. В. Грабар, Р. В. Шатров</i>	79-84
12. Теоретичне обґрунтування регулювання подачі свердління при обробленні наскрізних отворів <i>М. Б. Клендій, М. І. Клендій, Р. В. Шатров</i>	85-90
13. Аналіз взаємозв'язку між основними параметрами систем зернозбиральних комбайнів <i>С. В. Смолинський</i>	91-95
14. Прогнозування технологічної надійності льонозбиральних комбайнів <i>А. С. Лімонт</i>	97-104
15. Дослідження економічної ефективності виробництва і використання біодизеля в модельному господарстві <i>В. М. Поліщук, Д. А. Дерев'янка, В. Р. Білецький</i>	105-111
16. Встановлення фактичного діаметра дросельного отвору колектора в залежності від інтенсивності молоковіддачі та діаметра молочного шланга <i>В. І. Ачкевич, О. М. Ачкевич</i>	113-119
17. Аналіз вимушених коливань пружних елементів (канатів) вантажопідіймних механізмів кранів: аналітичний підхід, дискретно-континуальна модель <i>Ю. В. Човнюк, І. М. Сівак</i>	121-127

18. Методика експериментальних досліджень гідропосіву пророзлого насіння <i>С. М. Дейнека, Л. В. Аніскевич</i>	129-135
19. Теоретичне дослідження процесу розподілу зернових сумішей <i>С. П. Степаненко, Б. І. Котов</i>	137-143
20. Системність забезпечення відновлення працездатності сільськогосподарських машин за ступенем витрат їх ресурсу <i>І. Л. Роговський</i>	145-150

Contents

1. Optimisation of dynamic loads in elastic elements of load lifting cranes with different methods of lifting. Part II V. S. Loveikin, Yu. V. Chovniuk, I. O. Kadykalo	5-11
2. Dynamic control by contact tisk in powered electric contacts with use shape memory alloys V. V. Kozyrskyi, I. P. Tkachuk, S. M. Voloshin, I. I. Slushnyi	13-17
3. Analysis of methods and means for mixing the substrate in the methane kit of biogas plants A. G. Skliar, R. V. Skliar	19-26
4. Influence of crank displacement angle on nonuniformity of roller forming installation motion with balanced drive V. S. Loveikin, K. I. Pochka	27-36
5. Statistical method to determine solutions for repair of transport vehicles at agroindustrial complex O. V. Nadochy, L. L. Titova	37-41
6. Voltage determination in pressed material in ring die pellet mill N. I. Boltianska, A. S. Komar	43-50
7. Parameters analysis of boom sprayer for purpose of increasing its productivity A. V. Babii	51-55
8. Mathematical model of moving particle by vertical screw in stationary mode S. F. Pylypaka, V. M. Babka, I. Yu. Grischenko, T. A. Kresan	57-61
9. Individual forecasting of technical condition of machines and development of method for determining the conditional function of distributing their residual resource O. V. Sushko, O. S. Kolodiy, O. V. Penov	63-69
10. Development of design and study of screw working surfaces of auger mechanisms of agricultural machines O. L. Lyashuk, A. B. Gypka, Y. I. Pundys, V. V. Gypka	71-78
11. Determination of characteristics of screw loading when transporting bulk materials A. V. Grabar, R. V. Shatrov	79-84
12. Theoretical justification of regulation of borrowing submission for handling holes M. B. Klendii, M. I. Klendii, R. V. Shatrov	85-90
13. Analysis of relationship between the main parameters of grain harvesters systems S. V. Smolinskyi	91-95
14. Prediction of technological reliability of the flax harvesters A. S. Limont	97-104
15. Research of economic efficiency of production and use of biodiesel in model economy V. M. Polishchuk, D. A. Derevianko, V. R. Biletskii	105-111
16. Installing actual throttle hole diameter for inletting air into dairy collector camera depending on intensity of milk product and dairy hose diameter V. I. Achkevich, O. M. Achkevich	113-119
17. Analysis of forced vehicles of elastic elements (ropes) of loading lift mechanisms of cranes: analytical approach, discrete – continual Yu. V. Chovnuk, I. M. Sivak	121-127
18. Methodology of experimental research of hydroseeding process of gemitated grain S. M. Deyneka, L. V. Aniskevich	129-135

19. Theoretical research of separation process grain mixtures <i>S. P. Stepanenko, B. I. Kotov</i>	137-143
20. Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs <i>I. L. Rogovskii</i>	145-150

Guidelines for authors (2019)

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 nomenclature (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-phabatically by name of first author and then others, e.g.

7. Zhen Zhang, Menglong Liu, Zhongqing Su, Yi Xiao. (2019). 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 10

№ 4

Свідоцтво про державну реєстрацію
Серія KB №23828 – 13668 ПР від 01.03.2019

Редактор І. Л. Роговський

03041, Київ-41, вул. Героїв оборони, 15

Здано до набору 30.10.2019
Формат 60×84/16
Наклад 100 прим.

Підписано до друку 30.10.2019
Папір офсетний.
Зам. № 9127 від 30.10.2019

Редакційно-видавничий відділ НУБіП України
03041, Київ, пров. Сільськогосподарський, 4.
т. 527-80-49