ISSN 2079-1747 (print)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені В. Н. КАРАЗІНА

МАШИНОБУДУВАННЯ

Випуск 35

ENGINEERING

Issues 35

Харків
Kharkiv
2025

Засновник і видавець
Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна
Міністерства освіти і науки України

Наукове фахове видання України Категорії «Б» з галузі наук G Інженерія, виробництво та будівництво:
G6 Інформаційно-вимірювальні технології, G8 Матеріалознавство,
G9 Прикладна механіка, G11 Машинобудування (за спеціалізаціями)
(накази МОН України №409 від 17.03.2020, №320 від 07.04.2022,
зі змінами наказ МОН України № 349 від 24.02.2025)

Засновано у 2007 році
Періодичність виходу – 2 рази на рік

УДК 621+624+681.5+006.9

У збірнику подано результати наукових досліджень у галузі механічної обробки сучасних матеріалів із застосуванням високопродуктивних технологій, високоефективних ріжучих інструментів, нових методів і вимірювальних приладів для контролю якості, метрології та інформаційно-вимірювальної техніки.

Для науковців, аспірантів, викладачів, фахівців у галузі прикладної механіки, матеріалознавства, галузевого машинобудування, інформаційно-вимірювальних технологій.

Затверджено до друку рішенням Вченої ради Харківського національного університету імені В. Н. Каразіна
(протокол 17 від 30.06.2025 р.)

Редакційна колегія:
Купріянов О. В., д.техн.н., проф., Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна (головний редактор);
Фідровська Н. М., д.техн.н., проф., Харківський національний автодорожний університет (заст. головн. редактора);
Грінченко Г. С., к.техн.н., доц., Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна (відповід. редактор);
Василевський О. М., д.техн.н., проф., Техаський університет в Остіні, США;
Воронцов Б. С., д.техн.н., проф., Національний технічний університет України «КПІ імені Ігоря Сікорського»;
Дашич Предраг, доктор наук, проф., Сербська інженерна академія, Сербія;
Дишев Димитар, доктор наук, проф., Технічний університет Габрово, Болгарія;
Дядюра К. О., д.техн.н., проф., Національний університет «Одеська політехніка»;
Дьяков Димитар, Ph.D., проф., Софійський технічний університет, Болгарія;
Едл Мілан, Ph.D., декан, Університет Західної Богемії, Чеська Республіка;
Каганова Дагмар, Ph.D., декан, Інститут промислової інженерії та менеджменту закордонних справ, Словаччина;
Кириченко І. Г., д.техн.н., проф., Харківський національний автодорожний університет;
Ларшин В. П., д.техн.н., проф., Національний університет «Одеська політехніка»;
Ловейкін В. С., д.техн.н., проф., Національний університет біоресурсів і природокористування України;
Новіков Ф. В., д.техн.н., проф., Харківський національний економічний університет імені Семена Кузнеця;
Поліщук О. С., д.техн.н., проф., Хмельницький національний університет;
Рябчиков М. Л., д.техн.н., проф., Луцький національний технічний університет;
Ступницький В. В., д.техн.н., проф., Національний університет «Львівська політехніка»;
Супонев В. М., д.техн.н., проф., Харківський національний автодорожний університет;
Тріщ Р. М., д.техн.н., проф., Національний авіаційний університет «ХАІ»;
Уйсал Алпер, Ph.D., проф., Технічний університет Йилдиз, Туреччина;
Фєдін С. С., д.техн.н., проф., Національний транспортний університет;
Хавін Г. Л., д.техн.н., проф., Національний технічний університет «ХПІ»;
Хорошилов О. М., д.техн.н., проф., Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна;
Яковлев М. Ю., д.техн.н., проф., Науково-дослідницький центр Національної гвардії України.

Адреса редакційної колегії: майдан Свободи, 4, 61022, Харків, Україна
Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія»
Харківського національного університету ім. В.Н. Каразіна
Тел. (057)733-78-57, e-mail: collection.engineering@karazin.ua, сайт: https://periodicals.karazin.ua/engineering (OJS)

Автори опублікованих матеріалів несуть повну відповідальність за достовірність наведених фактів, імен тощо.

Статті пройшли подвійне «сліпе» рецензування

Ідентифікатор медіа у Реєстрі суб`єктів у сфері медіа: R30-02387 (Рішення Національної ради України з питань телебачення і радіомовлення № 1820 від 21.12.2023 р. протокол № 31, № 121 від 09.01.2025 протокол №1)

© Харківський національний університет імені
В. Н. Каразіна, оформлення, 2025

Founder and Publisher
V.N. Karazin Kharkiv National University
Ministry of Education and Science of Ukraine

The Collection is a of Scientific Works in the field of sciences G Engineering, manufacturing and construction:
G6 Information and measurement technologies, G8 Materials science,
G9 Applied mechanics, G11 Mechanical engineering (by specialization),
(orders of the Ministry of Education and Science of Ukraine No. 409 dated March 17, 2020; No. 320 dated April 07, 2022;
as amended Order of the Ministry of Education and Science of Ukraine No. 349 dated February 24, 2025.

Established in 2007
Published 2 times a year

UDC 621+624+681.5+006.9

The collection presents the results of scientific research in the field of manufacturing of modern materials using high-performance technologies, new methods and measuring devices for quality control of machined surfaces and high-performance cutting tools, metrology and measuring technology.

For scientists, postgraduate students, teachers, specialists in the field of applied mechanics, materials science, industrial mechanical engineering, information and measurement technologies.

Approved for printing by the decision of the Academic Council of V. N. Karazin Kharkiv National University
(Minutes Nr 17, dated June 30, 2025)

The Editorial Board:
Editor-in-Chief: **Kupriyanov O. V.,** D.Sc., Prof., V. N. Karazin Kharkiv National University, Ukraine;
Deputy Editor: **Fidrovska N. M.,** D.Sc., Prof., Kharkiv National Automobile and Highway University, Ukraine;
Executive Editor: **Hrinchenko H. S.,** Ph.D., Assoc. Prof., V. N. Karazin Kharkiv National University, Ukraine;
Caganova Dagmar, Ph.D., Assoc. Prof., Foreign Affairs Institute of Industrial Engineering and Management, Slovakia;
Dasic Predrag, D.Sc., Prof., Engineering Academy of Serbia, Serbia;
Diakov Dimitar, Ph.D., Prof., Technical University of Sofia, Bulgaria;
Dichev Dimitar, D.Sc., Prof., Technical University of Gabrovo, Bulgaria;
Dyadyura K. O., D.Sc., Prof., Odessa Polytechnic National University, Ukraine;
Edl Milan, Ph.D., Assoc. Prof., University of West Bohemia, Czech Republic;
Fedin S. S., D.Sc., Prof., National Transport University, Ukraine;
Khavin G. L., D.Sc., Prof., National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Ukraine;
Khoroshylov O.M., D.Sc., Prof., V. N. Karazin Kharkiv National University, Ukraine;
Kyrychenko I., D.Sc., Prof., Kharkiv National Automobile and Highway University, Ukraine;
Larshin V. P., D.Sc., Prof., Odessa Polytechnic National University, Ukraine;
Loveikin V. S. D.Sc., Prof., National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Ukraine;
Novikov F. V., D.Sc., Prof., Simon Kuznets Kharkiv National University of Economics, Ukraine;
Polishchuk O. S., D.Sc., Prof., Khmelnytskyi National University, Ukraine;
Riabchykov M. L., D.Sc., Prof., Lutsk National Technical University, Ukraine;
Stupnytskyy V. V., D.Sc., Prof., Lviv Polytechnic National University, Ukraine;
Suponyev V. M., D.Sc., Prof., Kharkiv National Automobile and Highway University, Ukraine;
Trishch R. M., D.Sc., Prof., National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Ukraine;
Uysal Alper, Ph.D., Prof., Yildiz Technical University, Turkey;
Vasilevskyi O. M., D.Sc., Prof., The University of Texas at Austin, US;
Vorontsov B. S., D.Sc., Prof., National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Ukraine;
Yakovlev M. Yu., D.Sc., Prof., National Academy of the National Guard of Ukraine, Ukraine.

Editorial Board Address: Svobody Sq., 4, 61022, Kharkiv, Ukraine; V.N. Karazin Kharkiv National University,
Educational and Research Institute "Ukrainian Engineering and Pedagogical Academy".
Tel (057)733-78-57, e-mail: collection.engineering@karazin.ua web: https://periodicals.karazin.ua/engineering (OJS)

The authors of the published materials are solely responsible for the selection, accuracy of the facts, proper names, etc

Double-Blind Peer Review Was Conducted.

Media identifier in the Register of the field of Media Entities: R30-02387 (Decision of the National Council of Television and Radio Broadcasting of Ukraine № 1820 dated December 21, 2023 Protocol № 31,
№ 121 dated January 09 2025 Protocol №1)

© V.N. Karazin Kharkiv National University,
design, 2025

ЗМІСТ

МЕТРОЛОГІЯ ТА ІНФОРМАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНІ ТЕХНОЛОГІЇ

Прокопенко О., Антоненко Н., Тіупа І., Ананьєва Ю., Халімов Д.,. Халімов П.
Динамічне та математичне моделювання вібраційних процесів у газотранспортному обладнанні **6**

Г.І. Канюк, Т.М. Фурсова, А.Ю.Мезеря, Д.О.Чирочкін, О.М. Епік Д.О.Шворак
Аналіз енергоефективності та експлуатаційної надійності тепломасообмінного обладнання електростанцій для підвищення якості їх роботи **17**

Ковальов В. М., Хом'як Е. А., Мірошник Є. І., Тимофєєв О. П., Крутько В. О., Шевченко В. П.
Підвищення швидкодії системи керування тиристорним компенсатором реактивної потужності електродугових печей **26**

Ломанов К. О., Головко М.
Статистичні методи оцінювання якості технологічних процесів при обмеженій кількості інформації **36**

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

Перевозник І. А.
Визначення навантажень, які виникають при пересуванні ходових коліс мостових кранів **46**

Писарцов О.
Залежність впливу тиску на опорну поверхню від тиску в зимовій шині triangle snowlink PL01 типорозміру 225/55 R18 **54**

Фідровська Н.М., Слєпужншков Є.Д., Кириченко І.Г., Рагулін В.М.
Експериментальні дослідження навантажень металоконструкції при застосуванні ходових коліс нової конструкції **65**

МАТЕРІАЛОЗНАВСТВО

Рябчиков М.Л., Пуць В.С., Мартинюк В.Л.
Адгезійно – пружна модель визначення коефіцієнта тертя машинобудівних матеріалів в зв'язку з показниками шорсткості поверхні **74**

Стовпник О. В., Ситар В. І.
Моделювання триботехнічних властивостей полімерних покриттів на основі фенілону з модифікаторами комплексних сполук міді (ii) за допомогою matlab **85**

CONTENTS

METROLOGY AND INFORMATION AND MEASUREMENT TECHNOLOGIES

O., Antonenko N., Tiupa I., Ananieva Y., Khalimov D.,. Khalimov P.
Dynamic And Mathematical Modeling Of Vibration Processes In Gas Transportation Equipment **6**

Kanuk H.I., Fursova T.M., Mezeria A.U., Chyrochkin D.O., Epik O.M., Shvorak D.O.
Analysis of energy efficiency and operational reliability of heat and mass exchange equopment at power plants for improving their performance quality **17**

Kovalov V., Khomiak E., Miroshnyk Ye., Tymofieiev O., Krutko V., Shevchenko V.
Increasing the speed of the control system of the thyristor compensator of reactive power of electric arc furnaces **26**

Lomanov K., Holovko M..
Statistical methods for assessing the quality of technological processes with limited information **36**

INDUSTRIAL ENGINEERING

Perevoznyk I.A.
Determination of loads arising during movement of traveling wheels of bridge cranes **46**

Pysartsov O.
Dependence of ground pressure on internal pressure in winter tires Triangle Snowlink size 225/55 R18. **54**

Fidrovska N., Slepuzhnshkov E.D., Kyrychenko, I., Ragulin V.
Experimental studies of metal structure loads when using rollingwheels of the new design **65**

MATERIALS SCIENCE

Riabchykov M., Puts V., Martyniuk V.
Adhesive-elastic model of determining the friction coefficient of engineering materials in connection with surface roughness indicators **74**

Stovpnyk O. V., Sytar V. I.
Modeling the tribological properties of polymer coatings based on phenylone with copper (II) complex modifiers using matlab **85**

DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-01
УДК 629.735

[1]**PROKOPENKO O.,** candidate of technical sciences,
associate professor of Department of Automation, metrology and energy-efficient technologies
e-mail: o.o.prokopenko@karazin.ua ORCID: 0000-0002-6834-3056
[1]**ANTONENKO N.,** candidate of technical sciences,
associate professor of Department of Automation, metrology and energy-efficient technologies
e-mail: n.s.antonenko@karazin.ua ORCID: 0009-0000-0879-1642
[2]**TIUPA I.,** candidate of technical sciences,
Director of the Teploelektrocentral-3 branch of Kharkiv Heating Networks
e-mail: igortyupa9@gmail.com ORCID: 0000-0002-8705-9122
[1]**ANANIEVA Y.,**
assistant of Department of Automation, metrology and energy-efficient technologies
e-mail: j.a.ananijeva@karazin.ua ORCID: 0009-0001-6437-8278
[1]**KHALIMOV D.**
PhD student of Department of Automation, metrology and energy-efficient technologies
e-mail: remontkhalimov@gmail.com ORCID: 0009-0008-0919-8232
[1]**KHALIMOV P.**
PhD student of Department of Automation, metrology and energy-efficient technologies
e-mail: khalimovpavlo@gmail.com ORCID: 0009-0006-6484-5872
[1]*V.N. Karazin Kharkiv National University*
Svobody square, 4, Kharkiv, 61022, Ukraine
[2]*Teploelektrocentral-3 branch of Kharkiv Heating Networks, 3, Enerhetychna str., Kharkiv,*
Kharkiv region, 61022

DYNAMIC AND MATHEMATICAL MODELING OF VIBRATION PROCESSES IN GAS TRANSPORTATION EQUIPMENT

The article considers aspects of an integrated approach to vibration inspections of gas transportation equipment. A critical analysis of scientific literature and regulatory documents covering existing approaches to solving issues related to determining the actual technical condition of equipment, assessing its service life, and making decisions on extending its service life has been carried out. The application of vibroacoustic research to solve control problems has been analyzed by studying the scientific literature. Dynamic and mathematical models of gas transportation equipment have been developed, particularly models of the general level and harmonics of the vibration velocity spectrum of bearing housings, models of oscillations of the centrifugal supercharger housing at the rotor blade frequencies, models of the force generated by the turbine or compressor blade stage of a gas turbine unit transmitted to the rotor, and models of gas pressure pulsation in the pipe. The modeling has been performed using the developed dynamic and mathematical models. The analysis of the modeling results, corresponding to the results of experimental studies, has been presented.

Keywords: gas pumping equipment, vibration processes, technical condition of equipment, vibration speed, vibration amplitude.

In cites: Prokopenko O., Antonenko N., Tiupa I., Ananieva Y., Khalimov D.,. Khalimov P. (2025). Dynamic And Mathematical Modeling Of Vibration Processes In Gas Transportation Equipment. *Engineering*, (35), 6-16. https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-01

Statement of the problem

Gas transportation equipment (GTE) is a high-risk object where accidents can potentially occur. Maintenance of gas transportation equipment requires ensuring reliability and compliance of its parameters with regulatory requirements.

Vibration monitoring and diagnostics of process equipment are aimed at preventing and detecting accidents, and, accordingly, at ensuring the reliability of the gas transportation system.

One of the strategic directions of technical diagnostics development includes, definitely, industry safety in its general sense. The most important part of the safety management process is the detection of faults and the determination of their causes, which is the main task of vibration diagnostics.

© Prokopenko O., Antonenko N., Tiupa I., Ananieva Y., Khalimov D.,. Khalimov P., 2025

Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0)

Vibration studies are commonly used in determining the technical condition and service life; they are based on the use of vibration process models (VPMs) in technological equipment.

Depending on the purpose of diagnostics, the degree of study of vibration processes and the depth of diagnosis, the model describes the process equipment as a single dynamic system with a known (or determinable) structure, subject to the influence of external disturbing forces and internal disturbances. The main tasks of modeling include: building mathematical models of the random and deterministic components of vibration, dividing them into high-frequency and low-frequency parts, and building models of diagnostic signs of defects that cause vibration. Modeling is used to establish and study diagnostic features that characterize and determine the technical condition of technological systems; analysis of modeling results provides forecasting capabilities - predicting the occurrence of possible deviations, and is also the basis for developing methods and tools for determining the actual technical condition of equipment to prevent timely violations of its operating modes.

The above-mentioned determines the relevance of developing and using mathematical models for inspection of gas transmission equipment using vibration methods and ensuring high reliability of the results to determine the technical condition and extend the service life based on them. Maintaining the technical condition of the equipment at the appropriate level will ensure the uninterrupted and efficient functioning of the gas transportation system, which is critical for the country's energy security and economic stability. This critical analysis will allow us to identify existing gaps and uncertainties in the existing regulatory framework and propose specific changes and improvements to enhance the assessment.

Analysis of recent studies and publications

Regulatory documents define the methods and terms of vibration inspection [1-4] of gas transportation equipment.

Researchers both in Ukraine and in foreign countries are engaged in developing methods for diagnosing gas transmission equipment and its mathematical models as well as their application in technical diagnostic systems, taking into consideration various approaches [5-7].

Determining the technical condition and extending the service life of gas transportation equipment requires an integrated approach, and many scientific and technical publications are devoted to solving the problems arising in this regard.

In particular, publications cover various approaches to modelling vibration processes, determining and analysing the vibration characteristics of technological equipment and their application in technical diagnostics systems [8-15].

Paper [8] presents the results of a study of the causes of pipeline vibration and methods of its reduction using experimental and numerical models to assess the effectiveness of various approaches.

In their research, scientists propose various methods of monitoring and control of gas transmission equipment based on the analysis of input and output data to detect vibration defects [9], methods of vibration reduction and evaluation of their effectiveness based on the results of the analysis of vibrations caused by gas flow in pipelines of gas pumping stations [10-11].

The need to study the problems of vibration integrity and vibration risk management associated with the design, construction and operation of gas pipelines and technological gas transmission equipment has been proved [12].

Publications [13-14] emphasise the importance of using mathematical models to accurately determine the technical condition of equipment and optimise its operation.

In order to optimise the operation of technological equipment and ensure its safe and trouble-free operation, an urgent task is to create an effective mechanism for determining the technical condition [15].

There are currently a lot of software systems for researching the technical condition implementing various algorithms for vibration diagnostics. Basically, the presented algorithms can be divided into two groups. The first group includes algorithms related to the overall vibration level and implementing a probabilistic approach to defect recognition tasks.

The second group includes algorithms based on spectral analysis of vibration.

The modeling of gas transportation equipment faces several key challenges, which is caused, primarily, by the complexity and multifactorial aspects of the processes in the GTO, including the interaction between mechanical, hydrodynamic and thermal processes, complicating the creation of adequate mathematical models.

Vibration systems are often nonlinear, indicating that their behavior cannot be described by simple linear equations. It requires the use of

complex mathematical methods and numerical approaches for modeling.

To develop effective models, accurate data on system and process parameters is essential. However, measurements of vibration characteristics can be complex and inaccurate, affecting the accuracy of models.

Modeling vibration processes requires significant computing resources, especially if numerical methods and simulations are used. However, it can be a problem for large and complex systems.

These problems require an integrated approach to modeling vibration processes, including the use of modern mathematical methods, numerical approaches and computing resources.

The purpose of the article is to develop a mathematical model of the rotary vibration of a gas compressor unit (GCU) and evaluate its applicability in technical diagnostics.

Summary of the main material

The mathematical model of the rotor harmonics of the GCU spectrum has been developed in the form of nonlinear differential equations of rotor vibrations.

$$\ddot{x}+\lambda_p^2 x+\nu(\lambda_p^2\nu^{-1}\sum_{k=1}^{\infty}C_{k+2}^{k}\left(1-\chi_0\right)^{-k}\times \times\cos^{-k}\varphi_0\cdot x^{k+1})=\varepsilon\omega^2\cos\omega t, \quad (1)$$

where x, η — relative vibration movements in the vertical and horizontal directions;

$\omega=2pf$ — circular rotor speed;

λ_p — frequency of forced oscillations (FFO) of the rotor;

ε — relative rotor eccentricity;

ν — small parameter;

χ_0, φ_0 — the relative displacement of the stable equilibrium and the vibration phase of the bearing trunnion;

C_{k+2}^{k} — number of connections.

Applying the method of small parameter to solve differential equations and introducing the relationship between the stiffness coefficients of the rotor and the case using the transfer function from the equality of the dynamic forces acting on the case and the journal, an expression for the relative amplitude is obtained k - of the vibration velocity harmonic of the bearing case ξ_k, expressed through the amplitude of the vibration velocity of the first harmonic V_1, as follows:

$$\xi_k=\alpha_1\left(k+1\right)\cdot\alpha_2^k\cdot V_1^{k-1};$$
$$\alpha_1=\frac{\lambda_p^2\lambda_k^2\left(1-\chi_0\right)\cdot K_p\cdot\Delta_n\cdot\cos\varphi_0}{\left(\omega^3\cdot K_k\right)}; \quad (2)$$
$$\alpha_2=1/\left[2\left(1-\chi_0\right)\cdot\Delta_n\cdot\omega\cdot\cos\varphi_0\right];$$
$$\left(k=2,\ 3,\ ...\right),$$

where λ_k — PMC case;

K_p, K_k — stiffness coefficients of the rotor and body;

Δ_n — bearing clearance

The distribution of rotor harmonics of the vibration velocity levels of bearing housings of a defect-free GCU (at the standard measurement points) depends only on the amplitude of the first rotor harmonic of the spectrum. It has been theoretically established that the distribution density of the amplitude of the first rotor harmonic and rotor unbalance obeys Rayleigh's law. Based on the form of the distribution density, we obtained estimates of the permissible V_e^g and the limit V_e^{zp} values of the overall vibration level of the GCU.

$$V_e^g=K_ш\cdot\sigma\left(V_1\right)\cdot\sqrt{1+4\left(\alpha/K_ш\right)^2\sigma^2\left(V_1\right)};$$
$$V_e^{zp}=1,5K_ш\cdot\sigma\left(V_1\right)\cdot\sqrt{1+7\left(\alpha/K_ш\right)^2\sigma^2\left(V_e\right)};$$
$$\alpha=0,35\cdot K_p\cdot\lambda_p^2\cdot\lambda_k^2\cdot\sqrt{\pi^2+6\chi_0^2}\times \times\Delta_n^{-1}\cdot\omega^{-5}\cdot\chi_0^{-1}\left(1-\chi_0\right)^{-3},$$

where $K_ш$ — noise factor;

$\sigma\left(V_1\right)$ — is the root mean square value (rms) of the amplitude of the first rotor harmonic.

The obtained expressions were used to normalize the vibration of GTK-10, GT-750-6, VCN 235, and BTDA units using experimental data. The value of the permissible level of the total vibration velocity $V_e^g=6,5$ mm/s in terms of the existing standards corresponds to the “good” grade.

Similarly to (3) the ratio for normalization of the limit and permissible V_k^g values of rotor harmonic amplitudes

$$V_k^g = \frac{K_{ш,k}\lambda_k^2 K_p (k+1)\sqrt{k!}\left(V_1^{zp}/K_ш\right)^k}{\left(4K_k\nu\Delta_n^{k-1}\omega^{k-1}\lambda_p^2\right)}; \quad (4)$$

$(k = 2, 3, ...),$

where $K_{ш,k}$ — a coefficient similar to $K_ш$;

V_1^{zp} — limit value V_1.

The obtained ratio makes it possible to normalize the maximum permissible levels of the amplitudes of rotary harmonics of the vibration velocity of GCU bearing housings with emerging defects, and to take the double value of the latter as the maximum levels of defective units. Coefficients α, α_1, α_2 і α_3 were obtained for all types of bearings of a defect-free GPA using experimental data by approximating the amplitudes of rotor harmonics by the relation (2).

Results of calculations of the approximation coefficients of the real spectra of the GT-750-6 unit at V_1 = 3,1 mm/s; V_2 = = 0,8 mm/s; V_3 = 0,3 mm/s; V_4 =0,2 mm/s are equal to $\alpha_1 = 2,4$; $\alpha_2 = 0,11$. For the GTK-10 unit at V_1 =5,5 mm/s; V_2 = 2,0 mm/s; V_3 = = 1,5 mm/s V_4 =1 mm/s; are equal to $\alpha_1 = 2,2$; $\alpha_2 = 0,1$. The obtained values α_1 and α_2 are in good agreement with the calculated data.

When any of the rotary harmonics exceeds the limit level, a number of models of low-frequency oscillations of gas turbine generators have been developed to identify the main causes of the increased vibration level. For subharmonic oscillations of half the frequency with an increased clearance in the sliding bearing, a relation for the relative amplitude of subharmonic oscillations was obtained:

$$\xi_{1/2} = V_{1/2}/V_1 = \sqrt{\left(0,15e_1^{-1} - 1\right)/2}, \quad (5)$$

where e_1 – is the relative amplitude of oscillations of the first rotational harmonic of the journal vibration movement in the bearing.

The increase in the vertical clearance in the bearing of the GT-750-6 unit in the process of wear of the antifriction surface of the liner leads to the limit of stability and sharp tuning to subharmonic resonance. In this case, at the average value of the amplitude of the vibration velocity of the first rotor harmonic $V_1 = 6,5$ мм/с the subharmonic amplitude is maximal and equal to $V_{1/2} = 4,6$ мм/с.

A further increase in the clearance in the plain bearing leads to a loss of stability and to self-oscillations of the rotor on the oil film. Relative amplitude of self-oscillations of bearing housings $\xi_a = V_a / V_1$ is presented in the form of the relative amplitude of oscillations of the bearing journal, which is calculated from the algebraic equation of the fourth degree relative to the square of the amplitude. For the unit, the calculations show that $V_a = 22$ мм/с, and the relative amplitude of self-oscillations is equal to $\xi_a \approx 2$.

When the tension is lost and a gap appears in one prismatic gasket, for example, in the vertical plane, the values of the stiffness coefficients in the vertical and horizontal directions are not the same. For this case, a system of differential equations with periodically varying coefficients (stiffness coefficients) was developed to describe quasi-harmonic vibrations.

$$\begin{aligned} &2\ddot{x} + x\left[\left(\lambda_в^2 + \lambda_c^2\right) + \left(\lambda_в^2 + \lambda_c^2\right)\cdot\cos\omega t\right] + \\ &+\eta\left(\lambda_в^2 - \lambda_c^2\right)\sin\omega t = 0; \\ &2\ddot{\eta} + \eta\left[\left(\lambda_в^2 + \lambda_c^2\right) + \left(\lambda_в^2 - \lambda_c^2\right)\cdot\cos\omega t\right] + \\ &+x\left(\lambda_в^2 - \lambda_c^2\right)\sin\omega t = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

where $r_в = \lambda_в / \omega$;

$\lambda_в$ — Relative and absolute CMM of the bearing liner;

$r_c = \lambda_c / \omega$;

λ_c — Relative and absolute CFC of the rotor-bearing system.

System (6) can be reduced to the Mathieu equation (with known solutions of the Mathieu function). According to Floquet's theorem, the periodic solutions of equation (6) will be with frequencies ω and $\omega/2$. The ratio between the amplitudes of oscillations is obtained from the solution of the Matthieu equation and is determined by the nonlinearity caused by the gaps between the liner gasket and the bearing housing. Further weakening of the rolling bearing fastening and the disappearance of tension on the sliding bearing liners leads to the slippage of the cage and the appearance of mechanical vibrations with frequencies that are multiples of the rotary harmonics described by nonlinear differential equations. It was found that in this case, the growth of the third rotary harmonic with a relative amplitude of $\xi_3 = V_3 / V_1$

$$\xi_3 = 1{,}5\cdot 10^4 \cdot D^2 \cdot r_в^6 \cdot \omega^4 \times$$
$$\times \Delta_в^{-1} \cdot K_в^{-2} \left(r_в^2 - 1\right)^{-2} \cdot \left(r_в^2 - 9\right)^{-1}, \quad (7)$$

where D — rotor imbalance;

$\Delta_в^{-1}$ — clearance in the bearing liner;

$K_в$ — stiffness coefficient of the liner.

For the rotor of the STD-4000 electric motor at $r_в = 3$ the amplitude of the third rotor harmonic is significantly higher than the first rotor harmonic. Clearance $\Delta_в = 100$ мкм with the amplitude of the first rotor harmonic $V_1 = 6$ мм/с for $r_в = 1/2$ is equal to $\xi_3 = 0{,}6$. A resonant case when $r_в = 1$, has also been sufficiently studied. For large values of the gap $\Delta_в$ the differential equation of oscillations is solved by the asymptotic method with a nonlinear restoring force , $F(X)$, composed of line segments, as follows

$$\xi_k = \nu \cdot K_a \cdot r_c^2 \cdot r_в^{-2} \cdot k \cdot \left(1 - k^2\right)^{-1},$$

where K_a — coefficient depending on the gap $\Delta_в$.

An assessment has been made ξ_k for $r_в = 1/2$ and it was obtained $\xi_2 = 0{,}48;\ \xi_3 = 0{,}24$.

Distortions in the rolling bearing cage, misalignment of two bearings, or misalignment of the rotors result in dual stiffness of the bearing journal, where the rotor stiffness values in two mutually perpendicular directions are different. According to Floquet's theorem, we have stable oscillations with a frequency of ω and 2ω. The amplitude of the second harmonic is comparable to the amplitude of the first harmonic and may exceed it. Combination oscillation frequencies represent oscillations excited at the sum or difference frequencies of two rotors, when two rotors with different rotational speeds ω_1 and ω_2 are interconnected by an intermediate bearing. To explain the origin of the frequencies $(\omega_2 - \omega_1)$ and $(\omega_2 + \omega_1)$ an acoustic analogy with combination tones is applied, which allows this phenomenon to be related to the nonlinear asymmetric elasticity of the system.

Expression for blade harmonic amplitudes $V_{лj}$ of the vibration spectrum of a centrifugal supercharger (CSD) for the general case is as follows:

$$V_{лj} = z_л \cdot K_{нв} \cdot K_Q \cdot (1 - \eta_н) \cdot R_н^{-1} \cdot K_k^{-1}; \quad (8)$$
$$(j = 1,\ 2,\ ...),$$

where $z_л$ — number of blades;

$K_{нв}$, K_Q, $K_н$ — coefficients;

$\eta_н$ — polytropical efficiency. WTC;

$R_н$ — the radius of the impeller of the ESP.

Defects occurring in the flowing part of the HPC are well understood and include

- Increased gas leakage through seals along the cover disk;
- erosion of the gas path;
- undercutting of the supercharger wheel blades;
- salt deposits in the interblade channel.

When deviations from the nominal pitch sizes, blade pitch angles, outlet edge thicknesses, velocity field, pressure, and flow angles occur at a fixed radius of the HPC wheel, the period is not the blade pitch, as in a homogeneous wheel, but in general the entire circumference. In this case, the entire low-frequency discrete spectrum appears in the inhomogeneous lattice, and the expression of the bearing housing vibration mathematically describes the phenomenon of amplitude modulation:

$$v_{лj}(t) = V_{лj} \left\{ \sin\left(jz_л \omega t\right) \sum_{s=1}^{\infty} \frac{K_m}{2} \sin\left[(jz_л \omega + \right.\right.$$
$$\left.\left. + s\omega)t + \sum_{s=1}^{\infty} \frac{K_m}{2} \sin\left[\left(jz_л \omega - s\omega\right)t\right]\right\}; \quad (9)$$
$$\left(j = 1,\ 2,\ ...\right);\ \ \left(s = 1,\ 2,\ ...\right),$$

where K_m - the partial modulation coefficient in the case of an undercut blade and a heterogeneous wheel is equal, respectively:

$$K_m = 2 / z_л;\ K_m = \sqrt{\pi / z_л} \cdot \delta\left(K_{нвк}\right),$$

where $\delta\left(K_{нвк}\right)$ — coefficient of variation.

Percentage ratio of upper and lower side frequency amplitudes $jz_л \omega \pm s\omega$ to the amplitude of the carrier blade frequency $jz_л \omega$ when the wheel channel is blocked with $z_л = 14$ is equal to $K_m / 2 = 7\%$. For a heterogeneous, defect-free wheel with different blade NPVs $d\left(K_{нвк}\right) = 0{,}3\%$ this ratio is equal to $K_m / 2 = 1{,}5\%$.

Similarly, to relation (9), expressions for the forces generated by the turbine or compressor blade stage and acting on the GTU rotor were obtained. The differential equations of the shaft-disk-blade oscillations for this case are obtained from the generalized Ostrogradsky-Hamilton principle, and the solution of the equations gives the value of the complex torque $\bar{M}_s$:

$$\bar{M}_s = \left[P_л \cdot \sum_{k=1}^{z_л} \left[\sum_{q=1}^{\infty} W_k \left(r_q \right) \cdot G_q \cdot \exp\left(i\varphi_k \right) \times \right.\right.$$
$$\left.\left. \times \exp\left(-\frac{\sin 2\pi \left(k-1 \right)}{z_л} \right) \right]_k \right] \cdot \sin\left(s\omega t \right); \quad (1)$$
$$\left(s = 1,\ 2,\ ... \right),$$

where $P_л$ — pressure forces acting on the blade;

W_k, φ_k — phase angle and dynamic coefficient;

r_q — is the relative blade NPV;

G_q — integrals [8].

Moving from the torque to the forces, expressions for various variants of the disturbing forces acting on the GTU rotor are obtained. A special example is the resonant oscillations of the blades of a heterogeneous wheel, when

$$\left(r_j \right)_k \approx 1 \ (k = 1,\ ..,\ z_л),$$

where $\left(r_j \right)_k$ — sequences of random disturbances of the relative natural frequencies of the blades along the circumference of the wheel.

Definitions for strength $(P(t))$ in this case is equal to:

$$P\left(t \right) = P_j \left[1 + 0,5\sqrt{\pi / z_л} \cdot \delta\left(w_k \right) \times \right.$$
$$\left. \times \sum_{s=1}^{\infty} \sin\left(s\omega t \right) \right] \cdot \sin\left(j z_л \omega t \right); \quad (11)$$
$$\left(j = 1,\ 2,\ ... \right);\ \left(s = 1,\ 2,\ ... \right),$$

where P_j — is the force amplitude of the *j*-th blade frequency.

To calculate the coefficient of variation $d\left(w_k \right)$ it is necessary to determine the mathematical expectation and variance of the dynamism coefficient w_k. For a close estimate, the dynamism coefficient is approximated by an exponential function, and the model uses a probabilistic approach to estimating the MTBF of turbocharger blades. If one blade breaks $K_m / 2 = z_л^{-1}$, and if, as a result of a crack, the blade's PEC at the non-resonant stage decreased and entered resonance $\left(r_j = 1 \right)$, then $K_m / 2 = p / \delta_e z_л$, where δ_e — is the logarithmic decrement of the attenuation. For example, with the number of blades on the fifth stage of the GTK turbocharger -10 $z_л = 23$, when the blade breaks, we obtain the ratio of the sideband amplitude to the carrier frequency, which is equal to $K_m / 2 = 4,4\%$, and for the resonant blade of the first stage at $z_л = 29$ $K_m / 2 = 2$, i.e., the amplitude of the sideband frequency is twice as high as the carrier frequency $(z_л \cdot \omega)$. At resonant vibration of blades with the coefficient of variation of natural frequencies calculated from the results of the experiment, $\delta(\lambda_j) = 0,02$, for the fifth stage of the GTK-10 axial compressor, the ratio of sideband amplitudes to the carrier frequency is as follows $K_m / 2 = 13\%$.

To calculate the amplitudes of vibration of bearing housings at blade frequencies, a computer program was developed in the Machcad environment. The results of calculating the vibration of the GTK-10 turbocharger indicate that for the non-resonant degree of bearing housing vibration amplitude at blade frequencies $(jz_л\omega)$ are in the range $0,39 \div 1,57$ mm/s, and for the resonant stage $r_j = 1$ can reach the values 8,5 mm/s. An assessment of the change in blade NFR in the process of fatigue stress accumulation for different shank clamping forces showed that the reduction in the NFR of the elastic blade is 11%, which is significantly higher than the average difference in blade NFR along the stage.

A mathematical model of the gas flow pulsation generated by the supercharger was developed for the tubing of the HPC. The dependence of the gas flow pressure pulsation level $\left(p_д \right)$ on the flow rate and efficiency is as follows:

$$p_д = \gamma_н \cdot Q \cdot R_н \cdot \omega \cdot \left(1 - \eta_н \right) \cdot K_Q \times$$
$$\times K_н \cdot \left(\frac{\sin\beta}{t_c \cdot \Delta_н} \right)^{1/2} \cdot \left(3 \cdot b_н \cdot z_л \right)^{-1}, \quad (2)$$

where $\gamma_н$ — gas density;

Q — gas consumption;

t_c — pitch of the working blades;

$b_н$ — the width of the wheel of the central pumping station;

$\Delta_н$ — the gap between the body and the

wheel of the HPC;

β — is the angle of exit of the relative speed of the HPC wheel.

The acoustic and cylindrical shell FEs were determined and the dynamic stresses and vibration velocity amplitudes of the pipe were calculated in various operating modes. Expression of the efficiency for the vibration velocity amplitude of the pipe liner at blade frequencies $\omega_л$:

$$V_{gk} = \frac{r_k^3 \cdot A_{gk}}{\left(\gamma_c \cdot h_m \cdot \omega_л \cdot \sqrt{\left(1-r_k^2\right)^2 + \left(\delta_e/\pi\right)^2 \cdot r_k^2}\right)}; \quad (13)$$

$$k = 1,\ 2,\ 3,\ ...$$

where γ_c — density of the pipe material;

h_m — pipe thickness;

r_k — is the relative PMC of the shell;

A_{gk} — amplitude of pressure pulsation (s.c.s.).

The calculations of the vibration velocity of the piping at the first blade frequency of the 650-22-2 supercharger showed that at the value of the blade frequency $f_л = 1480$ Гц a sharp resonance with a shell frequency of the order of $j = 10,$ $q = 9$, and ring frequency $\overline{f}_k = 1642$ Гц has a slight recovery from the resonance with the blade frequency. The maximum vibration velocity amplitude is at $\delta_e = 0,1$ and values of losses in the supercharger wheel and it is within the limits of $3,9 \div 39$ мм/с, which is in good agreement with the experimental data. When determining the equivalent dynamic stresses of the shell according to the theory of the greatest linear deformation, a coefficient of reduction of the levels of high-frequency vibration velocity norms in comparison with low-frequency norms was obtained as follows:

$$K_m = \left[\left(n^2-1\right)\Big/ n^2 - \nu_n \Big/ 2\sqrt{1-\nu_n^2}\right] \times \times \sqrt{6\left(1-\nu_n^2\right)\Big/\left(1+h_m/R_m\right)}, \quad (3)$$

where ν_n — Poisson's ratio;

n — order of the waveform.

The value of the coefficient (14) for the tubing of the CTD-25 unit at $h_m / R_m = 0,032$ and at $n \to \infty$ (taken with a margin) is equal to $K_m = 1,9$.

To register the leakage signal, two or three sensors are installed on the pipe and the delay time between the signals is determined by the mutual correlation function. At high gas flow rates and small slit diameters, the narrowband random process is close to harmonic, and the calculation of the mutual correlation function is difficult because the correlation function of each path is a cosine function, and it is impossible to separate individual paths. Logarithmization of such a signal seems to increase the broadband noise component. For example, if the ratio of noise to spectral density of a harmonic signal is 0.1, 0.01, and 0.001, then after logarithmization this ratio increases and is equal to 0.5, 0.33, and 0.25, and the gains for the cases under consideration are 5, 33, and 250. The kepstrum of a narrow-band random process and one that turns into a harmonic process is as follows:

$$K_{xx}(\tau) = -\left[\frac{\sin 2\pi B_ш \tau}{2\pi B_ш \tau}\frac{B_ш G_г}{\sigma_г^2} + \frac{\cos 2\pi f_г \tau}{\tau}\right]; \quad (15)$$

$$G_г = -\frac{4\sigma_г}{\sqrt{\pi}} \cdot \lg\frac{A_г^2}{4} + 4\left(B_ш^2 + f_p^2\right) \cdot \lg \exp,$$

where $B_ш$, f — noise frequency range and harmonic frequency;

$G_г$, $A_г$ — noise spectral density and amplitude of harmonic oscillations;

$\sigma_г$ — is the coefficient of approximation of a narrow-band random process by the Gaussian distribution

At $\sigma_г \to 0$ (narrowband random process turns into a harmonic process) $G_r \to 4 \cdot \lg(\exp)\left(B_ш^2 + f_г^2\right)$, and relation (15) describes the correlation function of an already broadband random process in the frequency range $B_ш$ with amplitude $G_г / \sigma_г^2$, and at $\sigma_г \to 0$ the value of the correlation function at zero tends to infinity. If the propagation delay time of elastic longitudinal waves is found using the eq. (15), then the change in the delay time of the vibroacoustic signal of a stressed gas pipeline is used to find the voltage $\sigma_д$ as follows:

$$\sigma_д = 2 \cdot E \cdot \bar{G}_m \cdot \Delta\tau\left(\tau_j - \tau_k\right)^{-1} + \sigma_m \cdot \left(1-\bar{G}_m\right),$$

where E, $\bar{G}_m$ — modulus of elasticity and linear strengthening;

σ_m — the fluidity limits.

Audio power $(W_{кр})$, generated by the valve in the area of pre-critical pressure drops is proportional to the cube of the overpressure and the area of the valve slot:

$$W_{кр} = k_{кр} \cdot \left(P_н - P_k\right)^3 F_щ \cdot \gamma_{кр}^{-2} c_{зв},$$

where $k_{кр}$ — noise factor;

$P_н$, P_k — pressure at the inlet and outlet of the crane;

$F_щ$ — the area of the tap leakage gap;

$\gamma_{кр}$ — gas density;

$c_{зв}$ — sound speed.

In the area of supercritical pressure drops, the increase in sound power with an increase in the pressure drop across the valve is less intense. Approximately, the change in sound power in this region can be represented as follows:

$$W_{кр} = W_{кр}^* \left(P_н - P_к\right) \cdot \left(\Delta P^*\right)^{-1}, \quad (16)$$

where $W_{кр}^*$ — sound power of the valve noise at the pressure drop on the valve ΔP^*, which is the critical value.

Equation (16), based on the measured value of the vibration velocity level in dB, allows you to determine the area of the leakage gap of the crane $F_щ$ and, consequently, the leakage rate in the tap at a critical pressure drop.

To simplify the procedure for diagnosing and rapidly assessing the presence of leaks in cranes, it is proposed to assess the coherence function of two vibration signals of the crane body $\gamma_{xy}^2(f)$. At the same time, for a sealed tap $\gamma_{xy}^2(f) = 0$, and the task of determining the presence of a leak is based on the calculation of the mutual coherence function in the frequency range $12 \div 42$ kHz and determining the coefficient of technical condition of the crane:

$$K_{кр} = n^{-1} \sum_{k=1}^{n} \left| 1 - 0,5\sqrt{\gamma_{xy}^2(f_k)} \left(\sqrt{\gamma_{xy}^2(f_k)} + 1 \right) \right|.$$

Conclusions

A dynamic and mathematical model of the general level and rotational harmonics of the vibration velocity spectrum of the bearing housings of a gas turbine unit, a centrifugal blower, and a gas compressor unit has been developed. Analytical expressions of absolute and relative amplitudes of vibration velocity and an algorithm for calculating the amplitudes of rotary harmonics of GCU vibration velocity were obtained.

A dynamic and mathematical model of oscillations of the HPC casing at the rotor blade frequencies was developed. It was found that the amplitude of oscillations depends on the efficiency of the supercharger and is equal to 0.264 mm/s. The diagnostic signs of defects in the wheel and blades of the CBN were obtained in the form of the ratio of the amplitude of the vibration velocity of bearing housings at lateral frequencies to the amplitude of the blade frequency. For the 370 17 superchargers, this ratio varies between 1.5% and 7%.

A model of the force generated by the blade stage of a turbine or compressor of a gas turbine is presented, which is transmitted to the rotor. The differential equations of the joint oscillations of the blade-rotor-hull of a gas turbine are obtained. It is shown that the amplitude of oscillations reaches 8.5 mm/s. The diagnostic signs of defects in the stage blades in the form of the ratio of the amplitude of the vibration velocity of bearing housings at lateral frequencies to the amplitude of the blade frequency were established. For the GTK 10 unit, these ratios vary from 44 to 13%.

The analysis of gas pressure pulsation in the pipe, which depends on the flow rate and efficiency of the supercharger, was carried out. It was determined that for the 650 22 2 supercharger piping, the pressure pulsation is in the range from 0.01 to 0.1 MPa. The vibration amplitudes of the pipe caused by gas flow pulsations at the blade frequencies of the HPC were calculated, which for the 620 22 2 supercharger strapping are in the range of 3.9-39 m/s.

Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of the manuscript. In addition, the authors fully complied with ethical standards, including plagiarism, data falsification, and double publication.

References:

1. 2002, *Kompleksni obstezhenni nadzemnoho mekhanichnoho tekhnolohichnoho obladnannia kompresornykh stantsii mahistralnykh hazoprovodiv STP 320.30019801-2002. Ofits. vyd*. [Comprehensive inspections of above-ground mechanical technological equipment of compressor stations of main gas pipelines STP 320.30019801-2002. Official publication], Kyiv, 56 p. (in Ukraine)
2. 1995, *Tekhnichne diahnostuvannia ta kontrol tekhnichnoho stanu. Terminy ta vyznachennia: DSTU 2398-94 [Chynnyi vid 1994-03-17]* [Technical diagnostics and control of technical condition. Terms and definitions: DSTU 2398-94 [Valid from 1994-03-17]], Kyiv, 11 p. (in Ukraine)
3. 1995, *Vyznachennia vibratsiinykh kharakterystyk. Zahalni vymohy: DSTU 3160-95. [Chynnyi vid 1995-07-28]* [Determination of vibration characteristics. General requirements: DSTU 3160-95. [Valid from 1995-07-28]], Kyiv, 11 p. (in Ukraine)
4. 1995, *Vyznachennia vibratsiinykh kharakterystyk vidtsentrovykh kompresoriv ta normy vidratsii: DSTU 3161-95. [Chynnyi vid 1995-07-28*] [Determination of vibration characteristics of centrifugal compressors and vibration standards: DSTU 3161-95. [Valid from 1995-07-28]], Kyiv, 18 p. (in Ukraine)
5. Prokopenko, OO, Antonenko, NS & Hulei, OB 2022, 'Analiz problem orhanizatsii kontroliu tekhnichnoho stanu hazotransportnoho obladnannia ta napriamky yikh vyrishennia' [Analysis of the problem of organizing control of the technical condition of gas transportation equipment and directions for their solution.], *Vcheni zapysky TNU imeni V.I. Vernadskoho. Seriia: tekh-nichni nauky*, Vol. 33 (72), № 1, Pp. 182-188. (in Ukraine)
6. Horbiichuk, MI, Samuliak, ST & Shchupak, IV 2009, 'Identyfikatsiia momentu zminy vibratsiinoho stanu hazoperekachuvalnykh ahrehativ pryrodnoho hazu' [Identification of the moment of change in the vibration state of natural gas pumping units], *Naukovyi visnyk INFTUNH*, № 3(21), Pp. 85–91. (in Ukraine)
7. Prokopenko, OO, Antonenko, NS & Hulei, OB 2022, 'Metod parametrychnoi diahnostyky hazoperekachuvalnoho obladnannia kompresornoi stantsii' [Method of parametric diagnostics of gas pumping equipment of a compressor station.], *Vcheni zapysky TNU imeni V.I. Vernadskoho. Seriia: tekhnichni nauky*, Vol. 33 (72), № 5, Pp. 222-227. (in Ukraine)
8. Yang, W, Li, X, Tao, Y. et al. 2022, 'Causal analysis of natural gas station pipelines vibration and reduction measures' *J Mech Sci Technol*, no 36, 4409–4418, DOI: https://doi.org/10.1007/s12206-022-0805-3
9. Djaidir, B, Hafaifa, A, Guemana, M & Kouzou, A 2020, 'Detection of vibrations defects in gas transportation lant based on input / output data analysis: gas turbine investigations', *Int. J. of Applied Mechanics and Engineering*, vol.25, No.4, pp.42-58. DOI: 10.2478/ijame-2020-0048
10. Cen Kang, Wen Yunqiao, Wei Xing, Li Haoran, Han Zongzhi & LI Jiayi 2023, 'Analysis and control on flow-induced vibration of process piping in natural gas transmission stations', *Journal of Vibration and Shock*, Vol. 42, Iss. (16), Pp. 278-283. DOI:10.13465/j.cnki. jvs.2023.16.034
11. Wang Mei-ling, Xiong Wei, Liang Cheng-yu, Wang Hu & Wang Zhi-wen 2023, 'Experimental analysis on vibration characteristics of reduced scale gas transportation pipeline with liquid accumulatio' *2023 9th International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM)*, DOI: 10.1109/FPM57590.2023.10565452.
12. Davies, MR, Lewis, M, Monaghan, S, Singh, R & Swindell, RJ 2019, 'Vibration integrity management, acoustic and finite element analysis and in field measurement of stress and vibration on onshore gas pipeline and re/depressurisation facilities', *Proceedings of the Institute of Acoustics*, Vol. 41, Pt. 1, URL: https://www.ioa.org.uk/system/files/proceedings/mr_davies_m_lewis_s_monaghan_r_singh_rj_swindell_vibration_integrity_management_acoustic_and_finite_element_analysis_and_in_field_measurement_of_stress_and_vibration_on_onshore_gas_pipeline.pdf
13. Baoyong, Ya, Jialin, T, Xianghui, M & Zhe Zhang 2023, 'Vibration Characteristics and Location of Buried Gas Pipeline under the Action of Pulse Excitation', *Processes* no 11, 2849 DOI: https://doi.org/10.3390/pr11102849
14. Yuanlin, Zhang, Xuefeng, Liu, Weichong, Rong, Peixin, Gao & Tao Yu 2021, 'Huawei Han and Langjun Xu Vibration and Damping Analysis of Pipeline System Based on Partially Piezoelectric Active Constrained Layer Damping Treatment', *Materials*, no 14, 1209, DOI: https://doi.org/ 10.3390/ma14051209
15. Hrinchenko, HS, Artiukh, SM, Hrinchenko, VV & Nehodov, SS 2022, 'Unifikatsiia metodiv tekhnichnoi diahnostyky truboprovidnykh system z metoiu zabezpechennia bezpechnoi ekspluatatsii' [Unification of methods for technical diagnostics of pipeline systems to ensure safe operation.], *Engineering*, № 29, Pp. 62-69. DOI 10.32820/2079-1747-2022-29-62-69. (in Ukraine)

The article was received by the editors 04/09/2025
The article is recommended for printing 05/12/2025

[1]**О. ПРОКОПЕНКО,** кандидат технічних наук,
доцент кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій
e-mail: o.o.prokopenko@karazin.ua ORCID: 0000-0001-8337-2739
[1]**Н. АНТОНЕНКО,** кандидат технічних наук,
доцент кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій
e-mail: n.s.antonenko@karazin.ua ORCID: 0009-0000-0879-1642
[2]**І. ТЮПА,** кандидат технічних наук,
директор філії «Теплоелектроцентраль-3» Харківських тепломереж
e-mail: igortyupa9@gmail.com ORCID: 0000-0002-8705-9122
[1]**Ю. АНАНЬЄВА,**
асистент кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій
e-mail: j.a.ananijeva@karazin.ua ORCID: 0009-0001-6437-8278
[1]**Д. ХАЛІМОВ,**
аспірант кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій
e-mail: remontkhalimov@gmail.com ORCID: 0009-0008-0919-8232
[1]**П. ХАЛІМОВ,**
аспірант кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій
e-mail: khalimovpavlo@gmail.com ORCID: 0009-0006-6484-5872
[1]*Харківський національний університет ім. В.Н. Каразіна*
майдан Свободи, 4, м. Харків, 61022, Україна.
[2] *Філія «Теплоелектроцентраль-3» Харківських теплових мереж,*
Вул. Енергетична, 3, м. Харків, 61022, Україна.

ДИНАМІЧНЕ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ У ГАЗОТРАНСПОРТНОМУ ОБЛАДНАННІ

У статті розглянуто аспекти комплексного підходу до вібраційних перевірок газотранспортного обладнання. Здійснено критичний аналіз наукової літератури та нормативних документів, що охоплюють існуючі підходи до вирішення питань, пов'язаних з визначенням фактичного технічного стану обладнання, оцінкою його терміну служби та прийняттям рішень щодо продовження терміну його служби. Шляхом вивчення наукової літератури проаналізовано застосування віброакустичних досліджень для вирішення задач керування. Розроблено динамічні та математичні моделі газотранспортного обладнання, зокрема моделі загального рівня та гармонік спектра швидкості коливань корпусів підшипників, моделі коливань корпусу відцентрового нагнітача на частотах лопаток ротора, моделі сили, що створюється ступенем лопатки турбіни або компресорного агрегату газотурбінної установки, що передається на ротор, та моделі пульсацій тиску газу в трубопроводі. Моделювання виконано з використанням розроблених динамічних та математичних моделей. Представлено аналіз результатів моделювання, що відповідають результатам експериментальних досліджень.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: газоперекачувальне обладнання, вібраційні процеси, технічний стан обладнання, швидкість вібрації, амплітуда вібрації.

Як цитувати: Prokopenko O., Antonenko N., Tiupa I., Ananieva Y., Khalimov D.,. Khalimov P. (2025). Dynamic And Mathematical Modeling Of Vibration Processes In Gas Transportation Equipment. *Машинобудування*. 2025. Вип. 35 С. 6-16. DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-01

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що конфлікту інтересів щодо публікації рукопису немає. Крім того, автори повністю дотримувались етичних норм, включаючи плагіат, фальсифікацію даних та подвійну публікацію

Список використаної літератури

1. Комплексні обстеження надземного механічного технологічного обладнання компресорних станцій магістральних газопроводів СТП 320.30019801-2002 : офіц. вид. Київ : ДК «Укртрансгаз», 2002. 56 с.
2. Технічне діагностування та контроль технічного стану. Терміни та визначення: ДСТУ 2389-94 [Чинний від 1994-03-17]. Київ : Держстандарт України, 1995. 11 с.
3. Компресорне обладнання. Визначення вібраційних характеристик. Загальні вимоги: ДСТУ 3160-95. [Чинний від 1995-07-28]. Київ : Держстандарт України, 1995. 11 с.
4. Компресорне обладнання. Визначення вібраційних характеристик відцентрових компресорів та норми вібрації: ДСТУ 3161-95. [Чинний від 1995-07-28]. Київ : Держстандарт України, 1995. 18 с.
5. Прокопенко О. О., Антоненко Н. С., Гулей О. Б. Аналіз проблем організації контролю технічного стану газотранспортного обладнання та напрямки їх вирішення. *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки*. Київ, 2022. Т. 33 (72), № 1. С. 182-188. https://doi.org/10.32838/2663-5941/2022.1/27

6. Горбійчук М. І., Самуляк С. Т., Щупак І. В. Ідентифікація моменту зміни вібраційного стану газоперекачувальних агрегатів природного газу. *Науковий вісник ІНФТУНГ*. 2009. №3(21). С. 85–91.
7. Прокопенко О. О., Антоненко Н. С., Гулей О. Б. Метод параметричної діагностики газоперекачувального обладнання компресорної станції. *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки*. Київ, 2022. Т. 33 (72), № 5. С. 222-227.
8. Causal analysis of natural gas station pipelines vibration and reduction measures / Yang, W., Li, X., Tao, Y. et al. *J Mech Sci Technol*. 2022. № 36. Pp. 4409–4418. DOI: https://doi.org/10.1007/s12206-022-0805-3
9. Detection of vibrations defects in gas transportation lant based on input / output data analysis: gas turbine investigations / B. Djaidir, A. Hafaifa, M. Guemana and A. Kouzou. *Int. J. of Applied Mechanics and Engineering*. 2020. vol. 25, No. 4, Pp.42-58. DOI: 10.2478/ijame-2020-0048
10. Analysis and control on flow-induced vibration of process piping in natural gas transmission stations / Cen Kang, Wen Yunqiao, Wei Xing, Li Haoran, Han Zongzhi, LI Jiayi. *Journal of Vibration and Shock*. 2023. Vol. 42, Iss. (16). Pp. 278-283. DOI:10.13465/j.cnki. jvs.2023.16.034
11. Experimental analysis on vibration characteristics of reduced scale gas transportation pipeline with liquid accumulation / Wang Mei-ling; Xiong Wei; Liang Cheng-yu; Wang Hu; Wang Zhi-wen. *9th International Conference on Fluid Power and Mechatronics (FPM*). 2023. DOI: 10.1109/FPM57590.2023.10565452.
12. Vibration integrity management, acoustic and finite element analysis and in field measurement of stress and vibration on onshore gas pipeline and re/depressurisation facilities / M. R. Davies, M. Lewis, S. Monaghan, R. Singh, R. J. Swindell. *Proceedings of the Institute of Acoustics*. 2019. Vol. 41. Pt. 1. URL: https://www.ioa.org.uk/system/files/proceedings/mr_davies_m_lewis_s_monaghan_r_singh_rj_swindell_vibration_integrity_management_acoustic_and_finite_element_analysis_and_in_field_measurement_of_stress_and_vibration_on_onshore_gas_pipeline.pdf
13. Vibration Characteristics and Location of Buried Gas Pipeline under the Action of Pulse Excitation / Baoyong Yan, Jialin Tian, Xianghui Meng and Zhe Zhang. *Processes*. 2023, № 11, 2849. DOI: https://doi.org/10.3390/pr11102849
14. Vibration and Damping Analysis of Pipeline System Based on Partially Piezoelectric Active Constrained Layer Damping Treatment / Yuanlin Zhang, Xuefeng Liu, Weichong Rong, Peixin Gao, Tao Yu, Huawei Han and Langjun Xu. *Materials 2021*, 14, 1209. DOI: https://doi.org/ 10.3390/ma14051209
15. Уніфікація методів технічної діагностики трубопровідних систем з метою забезпечення безпечної експлуатації / Г. С. Грінченко, С. М. Артюх, В. В. Грінченко, С. С. Негодов. *Машинобудування*. Харків, 2022. № 29. С. 62 -69. DOI 10.32820/2079-1747-2022-29-62-69.

Стаття надійшла для редакції 09.04.2025 Стаття рекомендована до друку 12.05.2025

DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-02
УДК 621.311.22

[1]**H.I. KANUK**, Doctor of Technical Sciences,
Head of the Department of Automation, Metrology, and Energy-Efficient Technologies
e-mail: genadiykanuk@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0000-0002-1423-0822
[1]**T.M. FURSOVA,** Candidate of Technical Sciences
Associate Professor of the Department of Automation, Metrology, and Energy-Efficient Technologies
e-mail: tatiana2507@ukr.net ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1399-9039
[1]**A.U.MEZERIA,** Candidate of Technical Sciences
Associate Professor of the Department of Automation, Metrology, and Energy-Efficient Technologies
e-mail: mezzer@ukr.net ORCID: https://orcid.org/0000-0003-2946-9593
[1]**D.O.CHYROCHKIN**
Postgraduate student of the Department of Automation, Metrology, and Energy-Efficient Technologies
e-mail: chirochkin123@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0009-0005-9029-0471
[1]**O.M. EPIK**
Postgraduate student of the Department of Automation, Metrology, and Energy-Efficient Technologies
e-mail: oleksandrepik0@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0009-0005-4909-6431
[1]**D.O.SHVORAK**
Student of the Department of Automation, Metrology, and Energy-Efficient Technologies
e-mail: danylo.shvorak@gmail.com
[1]*V.N. Karazin Kharkiv National University*
4 Svobody Square, Kharkiv, 61022, Ukraine

ANALYSIS OF ENERGY EFFICIENCY AND OPERATIONAL RELIABILITY OF HEAT AND MASS EXCHANGE EQUOPMENT AT POWER PLANTS FOR IMPROVING THEIR PERFORMANCE QUALITY

Energy efficiency and reliable operation are fundamental factors shaping the modern energy sector under the paradigm of sustainable development. Heat and mass exchange equipment constitutes a critical component in the functioning of thermal and nuclear power plants (TPP and NPP), enabling efficient thermal transfer and optimizing the use of available energy resources. This article presents a comprehensive analysis of the energy efficiency and operational reliability of heat and mass exchange devices used in turbine units, focusing on improving the performance and capacity of low-potential complex condensing power units. Through statistical analysis and expert evaluation methods, key reliability indicators of heat exchange equipment in turbine installations were examined. The study highlights the predominance of condensers as essential components in low-potential complexes and investigates common defects affecting their operation, including corrosion, erosion, mechanical wear, and sealing failures. The research applies finite element analysis and automated engineering design techniques to assess the stress-strain states of condenser structures, pinpointing critical zones prone to mechanical failure. Additionally, temperature distribution within the condenser under stationary operating conditions is modeled to optimize thermal performance. The findings underline the significant impact of material degradation and mechanical stresses on the durability and efficiency of heat exchange apparatuses. Consequently, the article offers targeted recommendations for the enhancement of heat and mass exchange equipment. These include the adoption of advanced corrosion-resistant and high-strength materials such as titanium alloys and composites, implementation of automated monitoring and diagnostic systems for real-time condition assessment, and refinement of condenser designs to improve thermal-hydraulic performance and minimize energy losses. The proposed measures aim to elevate the operational reliability, extend the service life, and increase the energy efficiency of power plant heat exchange systems, contributing to reduced operational costs and environmental impact. This work supports the advancement of energy technologies aligned with global trends toward sustainable and efficient power generation.

© H.I. Kanuk, T.M. Fursova, A.U.Mezeria, D.O.Chyrochkin, O.M. Epik, D.O.Shvorak, 2025

Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0)

KEY WORDS: *energy efficiency, reliability, quality, power plant, heat and mass exchange equipment, steam turbine, condenser*

In cites: H.I. Kanuk, T.M. Fursova, A.U.Mezeria, D.O.Chyrochkin, O.M. Epik, D.O.Shvorak (2025). Analysis of energy efficiency and operational reliability of heat and mass exchange equopment at power plants for improving their performance quality. *Engineering*, (35), 17-25. https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-02

Problem Statement and Its Connection with Important Scientific and Practical Tasks

Energy efficiency and reliable operation are the key factors in the development of modern energy systems within the framework of the sustainable development concept. Heat and mass transfer equipment at power plants plays an important role in ensuring efficient energy use and reducing operational costs. Improving their energy efficiency and reliability contributes to the optimization of power plant performance and the reduction of environmental impact [1-2].

The economic efficiency of steam turbine units is significantly influenced by the performance of low-potential equipment (LPE) at power plants. A change in the pressure behind the turbine by 1 kPa results in an approximately 1% change in the economic performance of steam turbine units at thermal power plants (TPPs), while for nuclear power plants (NPPs), this change reaches 1.5–2.0%. The greater sensitivity of NPP steam turbine units is due to the fact that turbines with a small thermal drop, particularly saturated steam turbines, exhibit a higher relative change in pressure drop.

The reduction of steam parameters behind the turbine is typically achieved by lowering the pressure below atmospheric levels, which requires the condensation of the exhaust steam. This task is fulfilled by the condenser unit, which, in addition to this primary function, also provides clean condensate for feeding the steam turbine.

Malfunctions in the operation of condenser units, regeneration system equipment, and district water heating apparatuses are among the reasons for the reduced efficiency and reliability of steam turbine unit operations.

Analysis of Recent Studies and Publications

The issue of improving the efficiency of heat and mass transfer energy equipment has been addressed in studies [3–5].

The low-potential complex (LPC) of modern power plants typically includes the following components:

- steam condensing units, which consist of condensate pumps, ejectors with coolers for air removal;
- technical water supply systems, including water sources and cooling devices (such as reservoirs, cooling towers, spray ponds or their combinations), circulation pumps, circulating water filters, and pipeline systems;
- the last stages or sections of the low-pressure turbine cylinders with working wheels and exhaust steam nozzles;
- low-pressure feedwater heaters (LPHs) of the regenerative feedwater heating system.

Among the LPC components, the steam turbine condensers hold primary importance, since the main function of the LPC is to create and maintain the required exhaust steam pressure in the turbine.

As the pressure and temperature of the exhaust steam decrease, the amount of heat transferred to the cold sink is reduced. According to thermodynamic principles, under constant fresh steam parameters, this results in an increase in turbine output (due to a higher thermal drop across the turbine) and an overall improvement in cycle efficiency.

Available literature provides limited information on the reliability of thermal power equipment, with most studies focusing on primary equipment such as steam generators and turbines, and paying less attention to auxiliary systems, particularly the heat exchangers of turbine units. However, this group of auxiliary equipment significantly influences the performance of both thermal and nuclear power plants [6–10].

The objective of this study is to analyze the energy efficiency and operational reliability of heat and mass transfer equipment in thermal and nuclear power plants, using the low-potential complex (LPC) equipment as an example, and to provide recommendations for improving their performance quality.

Presentation of the Main Material

The concept of "reliability" encompasses a wide range of indicators, including: faultlessness, durability, maintainability, controllability, operational manufacturability, preservation, mean time between failures, and others. Each of these specific indicators typically characterizes one or several aspects of the overall reliability of the equipment or its specific technical and economic characteristics. According to the accepted methodology for assessing the quality level of energy heat exchange equipment, the reliability of turbine unit heat exchangers is generally considered from the perspective of durability, which is treated as the main indicator of overall equipment reliability.

The most common consequences of failures include underproduction of energy, reduced equipment availability factor, decreased efficiency, and, as a result, increased specific fuel consumption. In certain cases, equipment failure may lead to the shutdown of the entire unit (block).

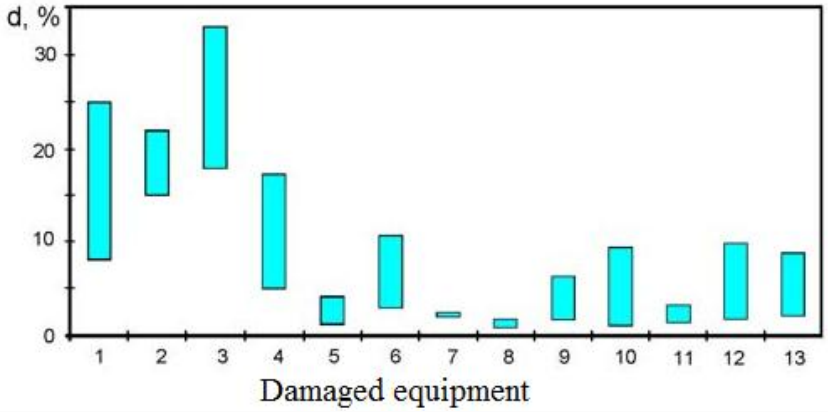


Fig. 1 – Distribution of failures of auxiliary equipment of turbine units: 1 – condensers, 2 – feed electric pumps, 3 – feed turbine pumps, 4 – high-pressure heaters, 5 – low-pressure heaters, 6 – gland heaters, 7 – ejectors, 9 – circulation pumps, 12 – valves, 13 – pipelines

Here is the failure share of each component that led to turbine shutdowns:

$$O = (z_{iT}/z_{io})\cdot 100\%,$$

where z_{iT} is the number of failures of the *i*-th component that led to turbine shutdowns;

z_{iO} is the total number of failures of the *i*-th component.

Figure 2 shows the share of failures of each component that resulted in turbine shutdowns.

The majority of tube damage (44.6%) is associated with corrosion-erosion deterioration occurring during long-term operation. Wear on the external surface of the tubes is primarily caused by droplet-impact erosion, while erosion on the internal surface is linked to poor quality of circulating water, which often carries a significant amount of abrasive particles in suspension. These particles lead to internal surface wear, especially near the tube sheets at the tube inlet areas. The main causes of corrosion damage in condenser tubes are the presence of oxygen in the working fluids, which leads to various types of corrosion, including general corrosion, dezincification of brass, stress corrosion cracking, and others.

The second most common type of damage (39.3%) is associated with the loss of tightness in the tubes or rolled joints. In many cases, it is difficult to determine the specific cause of depressurization, primarily because the damaged tubes are located deep within the tube bundle, making visual inspection impossible. However, in the few cases where damaged tubes were cut out and examined, it was found that depressurization resulted from both corrosion-induced tube wear and frictional wear in the regions where tubes pass through intermediate baffles. The main cause of this wear is tube vibration, which may also

lead to loosening of the rolled joints and eventually to their loss of tightness.

As seen in Figures 1–2, among the auxiliary heat exchange equipment of turbine units, the condenser accounts for high values in terms of failure share, recovery time, and impact level on the operation of the steam turbine unit.

Below is the distribution of failure characteristics of condensers that typically caused emergency shutdowns of the turbine unit as a whole.

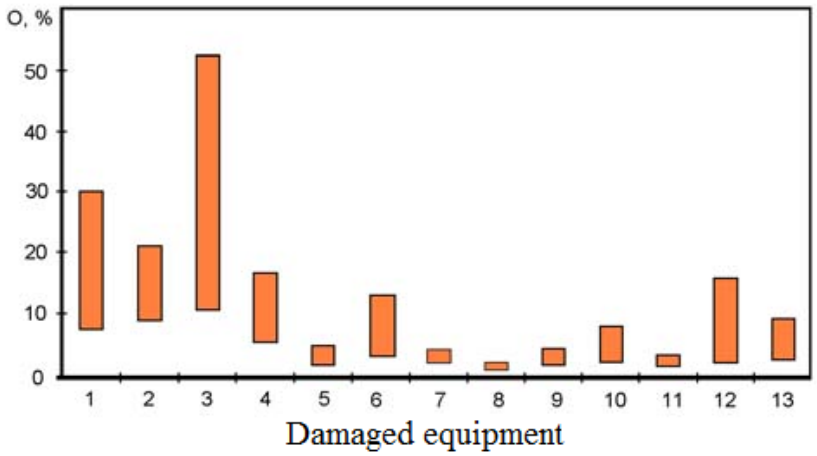


Fig. 2 – Share of auxiliary equipment failures causing turbine shutdowns (according to Fig. 1)

Table 1.

Distribution of condenser failure types, %

Increasing the hardness of the condensate	58,1
Vacuum drop	33,7
Siphon break	7,0
Other	1,2

Let us consider the distribution of specific defects that caused failures in the operation of condensers. The majority of these are tube damages (60.9%).

Table 2.

Distribution of failures due to defects of condenser elements, %

Condenser tube damage	60,9%
Damage to fittings, drains, etc..	7,6%
Clogging of tubes and tube sheets	6,5%
Leaks in the casing	4,3%
Leakage of repair plugs of plugged tubes	2,2%
Other	18,5%

Corrosion-erosion processes are often exacerbated by the poor quality of the heat exchanger tubes, which is due to metallurgical and manufacturing defects, a factor frequently identified during failure investigations.

The failure statistics for condensers are consistent with findings for other shell-and-tube heat exchangers used in steam turbine units. For all types of such equipment, the main factors contributing to reduced service life are corrosion damage and erosion-mechanical wear of the tubes.

The conclusions obtained are supported by reliability studies of heat exchange equipment in turbine units, which were carried out using expert evaluation methods.

Most experts identify design factors (e.g., suboptimal steam supply system in low-pressure heaters, high hydraulic resistance of the desuperheater, limited access to desuperheaters, etc.) and technological factors

(e.g., poor welds, leakage in fittings, etc.) as the primary causes of malfunctions and failures in heat exchangers. One significant cause of overall reliability reduction is the low quality of tubing, especially those made from non-ferrous alloys, used for heat transfer surfaces. According to all experts, installation defects account for the smallest share. Operational violations occupy an intermediate position in this ranking.

Failures in heat exchangers related to the condition of the tube bundle are mainly caused by erosion-corrosion wear (approximately 70% of cases) and tube vibration (around 25% of cases).

The types of damage caused by vibration include:

- tube fractures near the tube sheets,
- wear of tubes in intermediate baffles,
- mutual tube abrasion across large spans, bends, and other areas.

These data are primarily qualitative, but they allow us to identify the key factors contributing to the reduced reliability of turbine heat exchangers. The quantitative assessments are statistical averages based on a large number of individual cases.

Currently, computer-aided design and calculation systems are widely used in engineering practice. Simulations and studies conducted using these tools allow engineers to avoid costly and time-consuming development cycles of the "design–manufacture–test" type. In the field of automated engineering calculations, finite element-based software packages are especially popular. These tools enable the solution of a wide range of industrial problems, including stationary and transient 3D solid mechanics, mechanics of deformable bodies, structural mechanics (including contact interaction), fluid and gas mechanics, heat transfer, and more.

Figures 3–4 show the results of the stress–strain analysis of power plant condensers, aimed at identifying critical stress concentration zones in the structures. Figure 5 presents the temperature distribution within the condenser.

Enhancing heat transfer during steam condensation will reduce the temperature differential (undercooling) of the cooling water and the pressure in the condenser. As a result, this will increase the overall energy efficiency of the power unit, taking into account the power shortfall caused by the limiting vacuum level in the condenser.

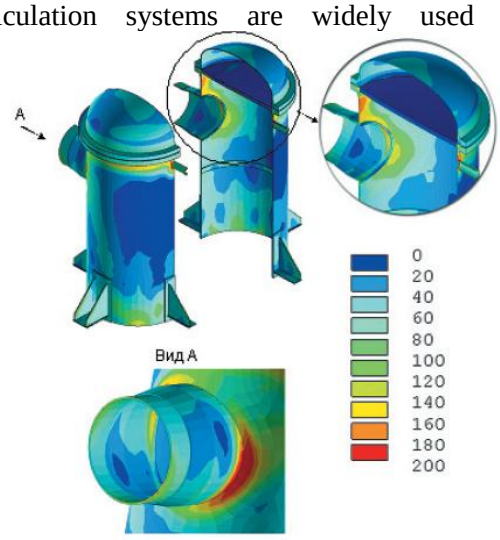


Fig. 3 – Distribution of equivalent stresses (MPa) in steady-state mode

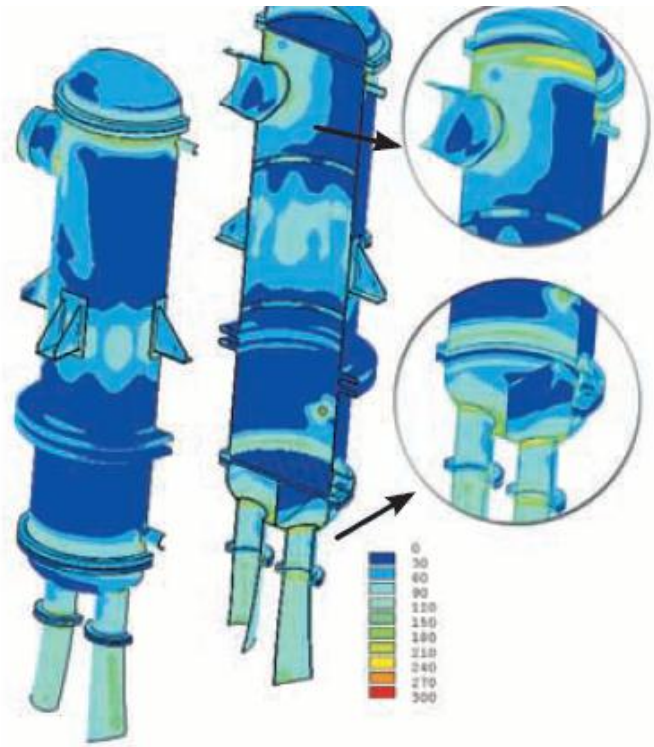


Fig. 4 – Distribution of equivalent stresses in steady-state operation mode of the condenser (linear elastic analysis)

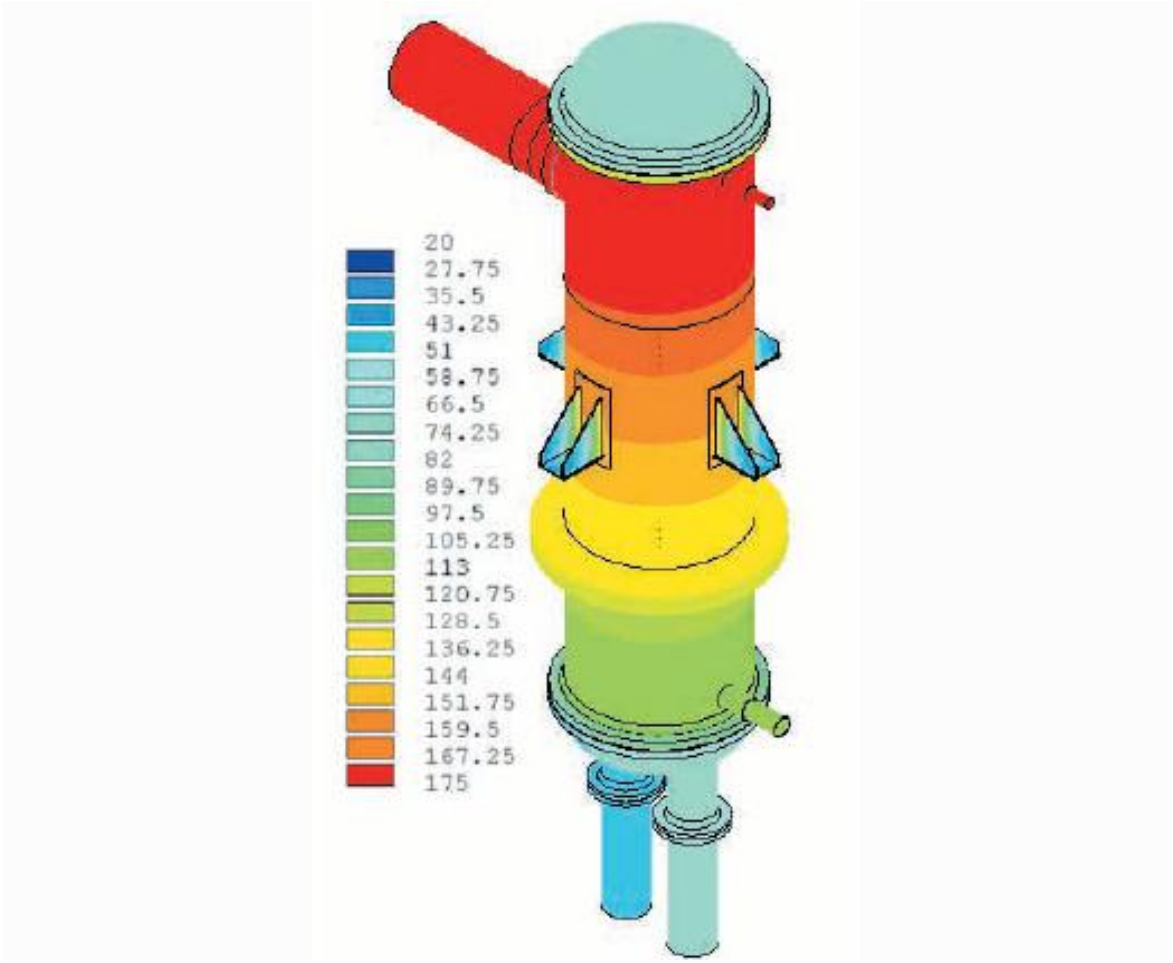


Fig. 5 – Steady-state temperature distribution (ºC) across condenser components in the main operating mode

Recommendations for Improving Heat and Mass Transfer Equipment

The analysis of reliability data for heat exchangers demonstrates the necessity of improvement both at the design stage of new equipment and during operation through the modernization of existing units. The main directions for enhancing heat exchangers should include:

- Increasing the corrosion and erosion resistance of tube systems;
- Improving the vibration reliability of the equipment;
- Enhancing the design of heat exchangers, particularly steam supply systems;
- Improving the quality of tubes used in heat exchangers;

Enhancing the overall quality of assembly and manufacturing, especially for equipment operating under sub-atmospheric pressure, with special attention to air infiltration into the apparatus.

For optimizing heat exchanger element designs, finned and microstructured surfaces can be employed to enhance heat transfer. Thermal resistance can be reduced through the use of multilayer heat exchanger constructions. Geometrical optimization of tube bundles helps achieve uniform thermal load distribution.

The application of high-strength and corrosion-resistant materials—such as titanium, stainless steel, and composites—represents an innovative approach. For example, nanocoatings may be used to reduce fouling of surfaces and improve thermal conductivity. Materials with high resistance to thermomechanical loads are also being introduced.

Heat exchange efficiency can be further improved by using two-phase coolants to enhance the heat transfer coefficient, and by implementing heat transfer intensification technologies such as flow turbulence enhancement or ultrasonic cleaning of surfaces.

Energy loss minimization can be achieved through the optimization of steam condensation modes.

Digital diagnostic systems are increasingly implemented for improved monitoring and control of heat and mass transfer equipment. For example, intelligent sensor systems can detect fouling, corrosion, and leaks. Automation of thermal process control also contributes to improved operational efficiency of the units.

Condenser operation optimization is essential to reduce thermal pollution of the environment. Measures in this area include technologies for condensate reuse to minimize water losses and the use of environmentally friendly cleaning methods for heat exchange surfaces. These efforts help reduce environmental impact and improve the reliability of condensation unit equipment in thermal power plants.

Modernization of heat and mass transfer equipment in the condenser units of power plants contributes to increased efficiency of power blocks, reduced operational costs, and minimized environmental impact. The implementation of advanced materials, automated control systems, and design optimization leads to high standards of energy efficiency and operational reliability.

Conclusions

Modern power plants face challenges related to improving energy efficiency and operational reliability of their equipment. Heat and mass transfer devices play a key role in energy systems by ensuring efficient heat exchange and optimizing energy use. Their improvement is critically important for reducing operational costs, increasing productivity, and minimizing environmental impact.

There are clear opportunities to improve efficiency and a pressing need to enhance heat exchangers both at the design stage of new equipment and through the modernization of existing systems in operational environments.

The design improvements of heat exchange equipment should aim to intensify heat transfer while maintaining high operational reliability. This can be achieved through the application of enhanced heat transfer surfaces, such as finned and profiled tubes, as well as the use of other heat transfer intensification methods.

Enhancing thermal efficiency is also supported by improving the aerodynamics of tube bundles, which creates conditions for uniform washing of the heat exchange surfaces by the coolant, avoiding stagnant zones or hard-to-reach areas. Additionally, the elimination or consideration of coolant flow through intermediate gaps between baffles and outside the tube bundle helps further improve performance.

Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of the manuscript. In addition, the authors fully complied with ethical standards, including plagiarism, data falsification, and double publication

References:

1. The Sustainable Development Goals. Available at: https://www.un.org/sustainabledevelopment/sdgs-framework-for-covid-19-recovery/, (accessed 01.05.2025).

2. Енергетика: історія, сучасність та майбутнє. Режим доступу : http://energetika.in.ua/ua/books/book-3 (дата звернення 01.05.2025).

3. ДСТУ 4110-2002 Енергозбереження. Методика аналізу й розрахунку питомих витрат енергоресурсів (ANSI/IEEE 739:95, NEQ). Київ : Державний стандарт України, 2002.

4. ГКД 34.09.103-96 Розрахунок звітних технико-економических показників електростанції про теплову економічність устаткування : методичні вказівки. Київ : Галузевий стандарт, 1996.

5. ГКД 34.09.302-96 Достовірне оцінювання економічної ефективності механічних заходів, проведених на конденсаційних турбоагрегатах. Методика. Київ : Галузевий стандарт, 1996.

6. ГКД 34.30.301-95 Методика розрахунку виправлень до потужності, витраті свіжої пари й питомій витраті теплоти на відхилення параметрів і умов від номінальних для турбоагрегатів з регульованими відборами пари. Київ : Галузевий стандарт, 1995.

7. Чеботарьов А. М. Удосконалення методів підвищення якості низькопотенційних комплексів електростанцій шляхом забезпечення енергоефективного керування : дис. … д-ра філософії : спец. 152 / Укр. інж.-пед. акад. Харків, 2023.

6. Горелик А. Х. Удосконалення системи автоматизованого управління енергоблоків атомних і теплових електростанцій для підвищення їх експлуатаційної надійності : автореф. дис. … д-ра техн. наук : спец. 05.13.07. Харків, 2007. 36 с.

8. Розвиток і удосконалення діагностичного забезпечення енергоблоків АЕС / Г. І. Канюк, Т. М. Фурсова, А. Ю. Мезеря, А. М. Чеботарьов, Ю. О. Бондаренко. Харків : О. А. Мірошниченко, 2022. 132 с.

9. Діагностика, надійність, ресурс парових турбін : монографія / О. Л. Шубенко, В. П. Сухінін, Т. М. Фурсова та ін. ; Укр. інж-пед. акад. Харків : Оперативна поліграфія, 2014. 152 с.

10. Надійність та довговічність елементів конструкцій теплоенергетичного устаткування / І. М. Дмитрах, А. Б. Вайнман, М. Г. Стащук та ін. Київ : Академперіодика, 2005. 280 с.

The article was received by the editors 05/16/2025
The article is recommended for printing 06/17/2025

[1]**Г.І. КАНЮК**, доктор технічних наук,
завідуючий кафедрой Автоматизації, метрології та енергоефективних технологій,
e-mail: genadiykanuk@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0000-0002-1423-0822
[1]**Т.М. ФУРСОВА**, кандидат технічних наук
доцент кафедри Автоматизації, метрології та енергоефективних технологій
e-mail: tatiana2507@ukr.net ORCID: https://orcid.org/0000-0003-1399-9039
[1]**А.Ю.МЕЗЕРЯ,** кандидат технічних наук
доцент кафедри Автоматизації, метрології та енергоефективних технологій
e-mail: mezzer@ukr.net ORCID: https://orcid.org/0000-0003-2946-9593
[1]**Д.О.ЧИРОЧКІН**
аспірант кафедри Автоматизації, метрології та енергоефективних технологій
e-mail: chirochkin123@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0009-0005-9029-0471
[1]**О.М. ЕПІК**
аспірант кафедри Автоматизації, метрології та енергоефективних технологій
e-mail: oleksandrepik0@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0009-0005-4909-6431
[1]**Д.О.ШВОРАК**
бакалавр кафедри Автоматизації, метрології та енергоефективних технологій
e-mail: danylo.shvorak@gmail.com
[1]*Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна*
майдан Свободи, 4, м. Харків, 61022, Україна

АНАЛІЗ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ТЕПЛОМАСООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ЇХ РОБОТИ

Енергоефективність та безпечна експлуатація є одними з головних факторів, що характеризують сучасну енергетику в рамках концепції сталого розвитку. Тепломасообмінні апарати відіграють ключову роль у роботі енергосистем, забезпечуючи ефективний теплообмін та оптимізацію використання енергії на електростанціях. У статті аналізується енергоефективність та експлуатаційна надійність тепломасообмінного обладнання ТЕС і АЕС для підвищення якості їх роботи на прикладі устаткування низькопотенційного комплексу конденсаційного енергоблоку. За допомогою статистичних даних та метода експертних оцінок досліджено показники надійності теплообмінного обладнання турбоустановок. Приводяться дані відмов конденсаторів як основного устаткування низькопотенційного комплексу, а також розглядаються дефекти, які викликають ці відмови. Методом кінцевих елементів шляхом автоматизованого інженерного розрахунку досліджено напружено-деформований стан конденсаторів електростанцій для визначення небезпечних зон конструкцій і розподілу температур у конденсаторі при стаціонарному режимі роботи як основному. На базі проведеного аналізу надані рекомендації щодо удосконалення тепломасообмінних апаратів електростанцій, в тому числі приділена увага впровадженню новітніх матеріалів, автоматизованих систем контролю та оптимізація конструкції.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: *енергоефективність, надійність, якість, електростанція, тепломасообмінне обладнання, парова турбіна, конденсатор*

Як цитувати: H.I. Kanuk, T.M. Fursova, A.U.Mezeria, D.O.Chyrochkin, O.M. Epik, D.O.Shvorak (2025). Analysis of energy efficiency and operational reliability of heat and mass exchange equopment at power plants for improving their performance quality. *Машинобудування*. 2025 Вип 35 С. 17-25. DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-02

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що конфлікту інтересів щодо публікації рукопису немає. Крім того, автори повністю дотримувались етичних норм, включаючи плагіат, фальсифікацію даних та подвійну публікацію.

References:

1. The Sustainable Development Goals, viewed June 23, 2025 <https://www.un.org/sustainabledevelopment/sdgs-framework-for-covid-19-recovery/ >.

2. Enerhetyka: istoriia, suchasnist ta maibutnie [Energy: history, present and future], viewed June 23, 2025 <http://energetika.in.ua/ua/books/book-3>. (in Ukraine)

3. 2002, *DSTU 4110-2002 Enerhozberezhennia. Metodyka analizu y rozrakhunku pytomykh vytrat enerhoresursiv (ANSI/IEEE 739:95, NEQ*) [Methodology for analyzing and calculating specific energy consumption (ANSI/IEEE 739:95, NEQ)]. (in Ukraine)

4. 1996, *HKD 34.09.103-96 Rozrakhunok zvitnykh tekhnyko-ekonomycheskykh pokaznykiv elektrostantsii pro teplovu ekonomichnist ustatkuvannia. Metodychni vkazivky* [Calculation of reporting technical and economic indicators of power plants on the thermal efficiency of equipment. Methodological guidelines].) (in Ukraine)

5. 1996, *HKD 34.09.302-96 Dostovirne otsiniuvannia ekonomichnoi efektyvnosti mekhanichnykh zakhodiv, provedenykh na kondensatsiinykh turboahrehatakh. Metodyka* [Reliable assessment of the economic efficiency of mechanical measures carried out on condensing turbine units. Methodology]. (in Ukraine)

6. 1995, *HKD 34.30.301-95 Metodyka rozrakhunku vypravlen do potuzhnosti, vytrati svizhoi pary y pytomii vytrati teploty na vidkhylennia parametriv i umov vid nominalnykh dlia turboahrehativ z rehulovanymy vidboramy pary* [Метод розрахунку скориговано з урахуванням параметрів потужності, втрат свіжої пари та температурних втрат для номінальних параметрів та умов охолодження для турбокомпресорів з регульованим вибором пари.]. (in Ukraine)

7. Chebotarov, AM 2023, 'Udoskonalennia metodiv pidvyshchennia yakosti nyzkopotentsiinykh kompleksiv elektrostantsii shliakhom zabezpechennia enerhoefektyvnoho keruvannia' [Improving methods for improving the quality of low-potential power plant complexes by ensuring energy-efficient management.], Kand.tehn.n. thesis, Ukrainska inzhenerno-pedahohichna akademiia, Kharkiv. (in Ukraine)

6. Horelyk, AX 2007, 'Udoskonalennia systemy avtomatyzovanoho upravlinnia enerhoblokiv atomnykh i teplovykh elektrostantsii dlia pidvyshchennia ix ekspluatatsiinoi nadiinosti' [Improvement of the automated control system for power units of nuclear and thermal power plants to increase their operational reliability], Doct. tekhn. Nauk, Kharkiv. (in Ukraine)

8. Kaniuk, HI, Fursova, TM, Mezeria, AYu, Chebotarov, AM & Bondarenko, YuO 2022, *Rozvytok i udoskonalennia diahnostychnoho zabezpechennia enerhoblokiv AES* [Development and improvement of diagnostic support for AES power units], Kharkiv. (in Ukraine)

9. Shubenko, OL, Sukhinin, VP, Fursova, TM et al 2014, *Diahnostyka, nadiinist, resurs parovykh turbin* [Diagnostics, reliability, resource of steam turbines], Operatyvna polihrafiia, Kharkiv. (in Ukraine)

10. Dmytrakh, IM, Vainman, AB, Stashchuk, MH et al 2005, *Nadiinist ta dovhovichnist elementiv konstruktsii teploenerhetychnoho ustatkuvannia* [Надійність та довговічність елементів конструкції теплоенергетичного обладнання], Akademperiodyka, Kyiv. (in Ukraine)

Стаття надійшла для редакції 16.05.2025 Стаття рекомендована до друку 17.06.2025

DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-03
УДК 621.316.7:621.365.2

[1]**В. М. КОВАЛЬОВ,** кандидат технічних наук, доцент
доцент кафедри мехатроніки та електротехніки
e-mail: v.kovalov@khai.edu ORCID: https://orcid.org/0000-0001-5817-8790
[1]**Е. А. ХОМ'ЯК,** Ph.D.,
старший викладач кафедри мехатроніки та електротехніки
e-mail: e.khomiak@khai.edu ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2579-2986
[1]**Є. І. МІРОШНИК,**
аспірант кафедри мехатроніки та електротехніки
e-mail: y.i.miroshnyk@khai.edu ORCID: https://orcid.org/0009-0008-5391-1066
[1]**О. П. ТИМОФЄЄВ,**
аспірант кафедри мехатроніки та електротехніки
e-mail: o.p.tymofieiev@khai.ed ORCID: https://orcid.org/0009-0000-1564-0981
[1]**В. О. КРУТЬКО,**
аспірант кафедри мехатроніки та електротехніки
e-mail: v.o.krutko@khai.edu ORCID: https://orcid.org/0009-0009-5093-3566
[1]**В. П. ШЕВЧЕНКО,**
аспірант кафедри мехатроніки та електротехніки
e-mail: vyatcheslav.shevchenko@khai.edu ORCID: https://orcid.org/0009-0002-2044-2909
[1]*Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут»*
вулиця Вадима Манька, 17, м. Харків, 61070, Україна.

ПІДВИЩЕННЯ ШВИДКОДІЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТИРИСТОРНИМ КОМПЕНСАТОРОМ РЕАКТИВНОЇ ПОТУЖНОСТІ ЕЛЕКТРОДУГОВИХ ПЕЧЕЙ

Електродугові печі (ЕДП) містять пічні трансформатори з коефіцієнтом потужності 0,3, які при несинусоїдних струмах стрибками випадковим чином споживають реактивну потужність. Для компенсації останньої використовують тиристорні компенсатори реактивної потужності (ТКРП). При стрибках реактивної потужності відома система керування ТКРП забезпечує час регулювання 0,02 с, оскільки визначає кут керування тиристорів за останній період мережної напруги. При цьому впродовж перехідних процесів регулювання ТКРП реактивна потужність ЕДП не компенсується.

Метою роботи є підвищення швидкодії системи керування ТКРП для зменшення некомпенсованої реактивної потужності в перехідних процесах регулювання. Поставлена мета досягається тим, що, на відміну від відомої системи керування, кут керування визначається кожний півперіод вирішенням рівняння мінімізації функціонала середньоквадратичної похибки рівності струму реактора і струму трансформатора з конденсатором в моменти амплітудного значення мережної напруги. В результаті швидкодія системи керування підвищується до 0,01 с.

Наукова новизна роботи полягає в подальшому розвитку виразу функціонала для визначення кута керування ТКРП на кожному півперіоді напруги. Практична значимість: підвищення швидкодії системи керування ТКРП в два рази зменшує в два рази споживання реактивної потужності в перехідних процесах регулювання і підвищує результуючий коефіцієнт потужності до одиниці. Роботоздатність запропонованої системи керування ТКРП перевірена на математичній моделі**.**

КЛЮЧОВІ СЛОВА: *електродугова піч, реактивна потужність, компенсація, спосіб керування, мінімізація функціоналу.*

Як цитувати: Ковальов В. М., Хом'як Е. А., Мірошник Є. І., Тимофєєв О. П., Крутько В. О., Шевченко В. П. Статистичні методи управління якістю механічної обробки малих партій. *Машинобудування*. 2025. Вип. 35. С. 26-35. DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-03

© Ковальов В. М., Хом'як Е. А., Мірошник Є. І., Тимофєєв О. П., Крутько В. О., Шевченко В. П., 2025

Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0)

Вступ

Електродугові печі (ЕДП) є ключовими технологічними об'єктами в металургійній промисловості, які забезпечують виплавку до 11% світового обсягу сталі. Однак їх експлуатація супроводжується значними викликами, зокрема низьким коефіцієнтом потужності ($\cos\varphi \approx 0{,}3$) через високу індуктивність розсіювання пічних трансформаторів, що спричиняє стрибкоподібне споживання реактивної потужності при несинусоїдних струмах. Ці процеси призводять до нестабільності напруги в електромережі, зокрема до явища флікера, що негативно впливає на якість електропостачання та ефективність енергоспоживання. Для вирішення цієї проблеми широко застосовуються тиристорні компенсатори реактивної потужності (ТКРП), які забезпечують швидке регулювання реактивної потужності за допомогою фазокерованих реакторів. Проте сучасні системи керування ТКРП мають обмежену швидкодію (час регулювання становить 0,02 с), що не дозволяє повністю компенсувати реактивну потужність у перехідних процесах, особливо під час динамічних режимів запалювання електричної дуги.

Метою даної роботи є розробка та обґрунтування способу керування ТКРП із підвищеною швидкодією для забезпечення миттєвої компенсації реактивної потужності ЕДП у перехідних режимах. Запропонований підхід базується на визначенні кута керування тиристорами кожні півперіоди напруги шляхом мінімізації функціонала середньоквадратичної похибки між струмом фазокерованого реактора та сумарним струмом пічного трансформатора й конденсатора. Це дозволяє скоротити час регулювання до 0,01 с, що вдвічі підвищує ефективність компенсації та сприяє зниженню некомпенсованої реактивної потужності. Наукова новизна роботи полягає у вдосконаленні виразу функціонала для півперіодичного керування, а практична цінність – у підвищенні коефіцієнта потужності ЕДП до одиниці та зменшенні впливу флікера на електромережу. Ефективність запропонованого методу підтверджена математичним моделюванням у програмному середовищі MATLAB.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Згідно з [1] у світі близько 11% сталі виплавляється з використанням електродугових печей (ЕДП) потужністю до 50 кВт. При цьому коефіцієнт потужності ЕДП приблизно складає $\cos\varphi=0{,}3$, оскільки пічні трансфоматори мають значні величини індуктивності розсіювання для зменшення кидків струму в моменти запалювання електричної дуги.

Динамічні режими запалювання електричної дуги займають в технологічному циклі плавки металів близько 14%. При цьому внаслідок нелінійності вольт-амперної характеристики (ВАХ) електричної дуги споживаний струм стає несинусоїдним [2].

З аналізу літератури [3] відомо, що ВАХ електричної дуги моделюється або емпіричним рівнянням.

$$U_a = A + Bl + \frac{C}{D + I_a} \quad (1)$$

де A, B, C, D – емпіричні коефіцієнти; l – довжина дуги; Ia – струм дуги; Ua – напруга дуги;

або шляхом розв'язання диференційного рівняння отриманого в [4].

$$k_1 r^n + k_2 r \frac{dr}{dt} = \frac{k_3}{r^{m+2}} i^2 \quad (2)$$

де m, n, k1, k2, k3 – емпіричні коефіцієнти; r – радіус дуги;i – струм дуги.

З метою компенсації реактивної потужності ЕДП широко застосовуються тиристорні компенсатори реактивної потужності (ТКРП), які забезпечують швидку компенсацію реактивної потужності. Елементом, що забезпечує швидке і плавне регулювання реактивної потужності ЕДП, є, так званий, фазокерований реактор (ФР), схема якого являє собою послідовне з'єднання реактора та тиристорного регулятора напруги (рис. 1).

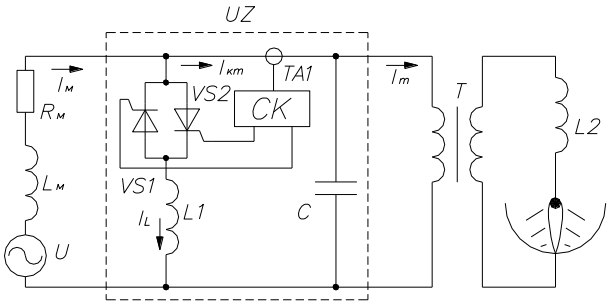


Рис. 1 – Силова схема ЕДП з ТКРП
Fig. 1 – Power diagram of EDP with TCRP

В моменти запалювання електричної дуги відбуваються миттєві короткі замикання, які створюють провали напруги (флікер) в електромережі [5-10]. Необхідно зазначити, що за рахунок компенсації реактивної потужності відбувається зниження рівня флікера, як додатковий позитивний фактор.

Регулювання реактивної потужності ФР здійснюється шляхом зміни кута керування тиристорів системою керування (СК). При цьому виникає актуальна задача підвищення швидкодії системи керування ТКРП для компенсації реактивної потужності ЕДП в перехідних процесах регулювання при стрибках споживання реактивної потужності, у тому числі, в динамічних режимах запалювання електричної дуги.

Отже, набуває високої актуальності задача підвищення динамічних характеристик ТКРП при несинусоїдних режимах споживання електроенергії. Основою розвитку ТКРП в даному напрямі слід визнати удосконалення способів їх керування.

Метою роботи є синтез способу керування ТКРП з підвищеною швидкодією для компенсації швидкозмінної реактивної потужності ЕДП.

Загальний аналіз способів керування ТКРП для реактивних навантажень промислових підприємств наведений в [11-14]. Способи керування ТКРП для електротранспорту наведений в [15-16], для реактивних навантажень міських електромереж наведений в [17-19]. Усі розглянуті способи керування засновані на ступінчастому регулюванні ємності конденсаторних батарей і на забезпечують миттєвої компенсації реактивної потужності навантаження при її випадковій короткочасній зміні.

Для електричного кола ЕДП характерним є швидко зміна реактивного опору розсіювання пічного трансформатора з причини нелінійності ВАХ електричної дуги. Вплив зміни індуктивного опору на характеристики та параметри ТКРП досліджено в [20]. З'ясовано, що при збільшенні реактивного опору розсіювання максимальне значення реактивної потужності, що може генерувати у мережу ТКРП, теж збільшується, але при цьому глибина регулювання реактивної потужності зменшується. Для покращення якості вхідного струму ТКРП, тобто зменшення його коефіцієнта гармонік до значень менших 5%, пропонується в процесі регулювання під навантаженням змінювати індуктивність реактора у колі горіння електричної дуги. Таке регулювання відбувається стрибкоподібно шляхом перемикання відпайок від обмотки реактора за допомогою симисторів.

В [21] розглянутий способ керування ТКРП з використанням додаткового фільтрокомпенсуючого пристрою. В [22] досліджено ТКРП з примусовою комутацією тиристорів за наявності вольтододавання й визначено інтегральні показники його енергетичного процесу. В [23] досліджено вплив параметричної модуляції індуктивності ФР на інтегральні показники енергетичного процесу ТКРП із заземленою нейтраллю. В [24,25] досліджено вплив спосіб широтно-імпульсної модуляції ТКРП із примусовою комутацією тиристорів.

Робота [26] присвячена розробці способу керування ТКРП на основі виділення сигналу першої гармоніки

струму з подальшим визначенням кута керування тиристорами на основі формули, що пов‘язує амплітуду реактивного струму першої гармоніки ФР з кутом керування тиристорів, тобто

$$I_1 = I_{max}\left(1 - \frac{2\alpha}{\pi} - \frac{\sin 2\alpha}{\pi}\right) \quad (3)$$

де Imax =U/(ωL) – амплітуда струму, що протікає в реакторі з індуктивністю L під дією напруги мережі з амплітудою U і з кутовою частотою ω; α – кут відкривання тиристорів в радіанах.

Основна складність способу полягає у необхідності виділення сигналу реактивної складової першої гармоніки струму. З цією метою пропонують використовувати фільтрацію струму або інтегрування добутку миттєвих значень струму на опорний сигнал, проте такий підхід не дозволяє досягти граничної швидкодії та високої точності компенсації, що обумовлено неідеальністю характеристик фільтра. Окрім цього, з виразу (3) слідує, що кут керування тиристорів може бути заданий не частіше одного раз на період.

В роботі [27] запропонований спосіб керування ТКРП, який ґрунтується на вирішенні задачі мінімізації функціоналу діючого значення споживаного з мережі струму, який дорівнює сумі струмів конденсатора ТКРП, первинної обмотки пічного трансформатора iкт(t) та струму фазокерованого ФР реактора iL.

$$J_1 = \int_0^T i_M{}^2(t)dt = \int_0^T (i_{кт}(t) + i_L(\alpha, t))^2 dt \quad (4)$$

де iM – струм споживаний з мережі; iкт(t) – струм первинної обмотки та конденсатора; T – період першої гармоніки струму. iL(α,t) – струм через ФР, що виражається формулою

$$i_L(\alpha,t) = \begin{cases} \frac{U}{\omega L}(\sin\omega t - \sin\alpha) при \alpha < \omega t < \pi - \alpha \\ \frac{U}{\omega L}(\sin\omega t + \sin\alpha) при \pi + \alpha < \omega t < 2\pi - \alpha \end{cases} \quad (5)$$

Проте, побудова СК ТКРП на основі принципу мінімізації функціоналу (4) не дозволяє досягти максимальної швидкодії та використати всі переваги методу, оскільки кут керування змінюється один раз за період, а треба один раз за півперіод.

Таким чином, в розглянутій літературі не вирішена задача підвищення швидкодії системи керування ТКРП.

Виклад основного матеріалу

Для побудови швидкодіючої СК для ТКРП необхідно вимірювати миттєве значення струму ФР при t=0,01с, коли напруга мережі набуває мінімального значення. В цей момент необхідно визначати кут керування тиристорами ФР для другого півперіоду напруги живлення.

Миттєве значення струму, споживаного з мережі, буде мінімальним, коли миттєвий струм ФР буде рівними за модулем і протилежними за знаком сумі струмів конденсатора і пічного трансформатора, тобто iL(t)= –iкт(t). Оскільки в момент t=0,01с значення струму iкт заздалегідь невідомі, то кут керування ФР можливо визначати за минулою напівхвилею струму трансформатора, виходячи з допущення, що струм iт має півхвильову симетрію, тобто iт(t)=–iт(t+T/2). Тоді задачею СК в момент t=0,01с є визначення кута керування тиристором на другому півперіоді, при якому струм ФР мінімально відхилявся від значень, що їх набував струм трансформатора на першому півперіоді.

Оскільки метою компенсації реактивної потужності є зменшення діючого значення струму, що споживається з мережі, а мінімум діючого значення струму відповідає мінімуму інтегралу квадрата миттєвого струму мережі, то для оцінки близькості струму ФР iL до струму iт доцільно застосовувати інтегральний квадратичний критерій.

Тоді для забезпечення миттєвої компенсації реактивної потужності ЕДП з максимальною швидкодією, на відміну від (4), складемо функціонал середньоквадратичної похибки рівності струмів iL ФР і струму трансформатора з конденсатором iкт за півперіод.

$$J_2 = \int_0^{T/2} (i_{кт}(t) - i_L(\alpha, t))^2 dt \quad (6)$$

Для визначення кута керування тиристорів з метою забезпечення

мінімального діючого значення суми струмів навантаження та ТКРП використаємо методику теорії варіаційного обчислення. Для чого складемо рівняння Ейлера, взявши часткову похідну від (6) і прирівнявши її до нуля.

$$\frac{\partial}{\partial\alpha}\left(\int_0^{T/2}(i_{кт}(t)-i_L(\alpha,t))^2\,dt\right)=0 \quad (7)$$

Після виконання ряду математичних перетворень отримаємо рівняння зробивши підстановку (5) в (7),

$$-\frac{U\cos\alpha}{\omega L}\int_0^{T/2}(i_{кт}(t)-i_L(\alpha,t))dt=0 \quad (8)$$

Відкинувши корінь рівняння α=π/2, як такий, що не має фізичного сенсу, проінтегрувавши та спростивши вираз, отримаємо.

$$\int_0^{T/2} i_{кт}(t)dt-\frac{2U}{\omega^2 L}\left[\cos\alpha+\left(\alpha-\frac{\pi}{2}\right)\sin\alpha\right]=0 \quad (9)$$

На основі рівняння (9) пропонується спосіб керування ТКРП, алгоритм якого полягає в наступному:

1) розраховувати інтеграл струму іт(t) за минулий півперіод в моменти досягнення напругою мережі амплітуди; 2) вирішити рівняння (9), коренем якого є кут керування, що має бути заданий для відповідного тиристора у наступному півперіоді.

Оскільки рівняння (9) є трансцендентним, то пошук кореня має вестись одним з чисельних методів або з використанням пошукової таблиці.

Експериментальну перевірку запропонованої мікропроцесорної системи керування з відповідним програмним забезпеченням та друкованими платами на теперішній час провести неможливо, оскільки її створення потребує значних фінансових ресурсів. Тому доцільно провести математичне моделювання.

Моделювання процесів миттєвої компенсації реактивної потужності проводилося в програмному середовищі MATLAB на основі метода сигнальних графів [28]. Кожні півперіоду в моменти досягнення напругою мережі амплітудного значення на основі розрахованих значень струму ікт СК здійснює обчислення кута керування відповідним тиристором шляхом знаходження кореня рівняння (9) методом ділення навпіл. Результати моделювання представлені на рис. 2.

а – струм первинної обмотки пічного трансформатора; б) – струм первинної обмотки пічного трансформатора і конденсатора; в) – струм фазокерованого реактора; г) – струм споживання з мережі.

Величини струмів представлені відносно синусоїдного струму при повністю відкритих тиристорах. Одиниці на осі ординат відповідає амплітудне значення струму первинної обмотки пічного трансформатора. В момент часу t1=0,07 с відбувається зменшення струму дуги. При t=t2=0,15 с збільшення струму дуги. Відповідно в моменти часу t1 та t2 змінюється струм первинної обмотки пічного трансформатора (рис.2а) та сумарний струм первинної обмотки трансформатора і конденсатора ТКРП (рис.2б). З рисунку 2в видно, як СК на зміну струму первинної обмотки відповідає зміною кута керування тиристорів ФР. На рисунку 2г показаний струм споживаний від джерела живлення.

Висновки

Розроблений теоретичний метод керування ТКРП, валідований математикним моделюванням, забезпечує із швидкодією 0,01 с, який визначає кут керування тиристорами кожні півперіоду шляхом мінімізації функціонала середньоквадратичної похибки між струмом фазокерованого реактора та сумарним струмом пічного трансформатора й конденсатора. Наукова новизна полягає у формулюванні функціонала для півперіодичного оновлення кута керування, що вдвічі підвищує швидкодію порівняно з періодичними методами. Практична цінність: метод зменшує некомпенсовану реактивну потужність удвічі в перехідних процесах і підвищує коефіцієнт потужності ЕДП до 1,0. Ефективність підтверджено математичним моделюванням у MATLAB.

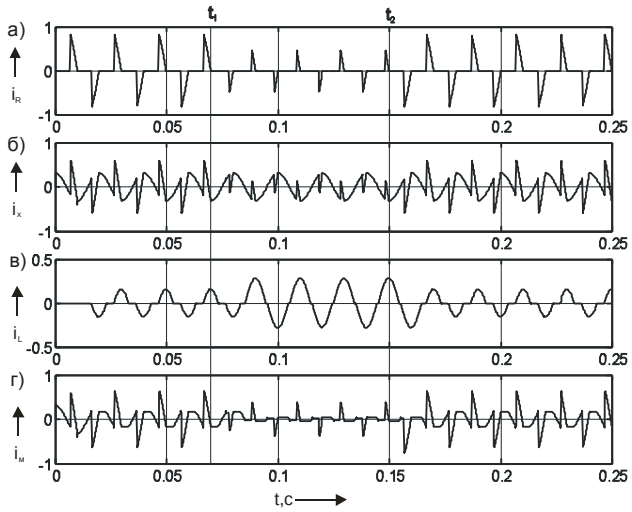


Рис. 2 – Результати моделювання запропонованого способу керування ТКРП
Fig. 2 – Results of modeling the proposed method of controlling TCRP

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що конфлікту інтересів щодо публікації рукопису немає. Крім того, автори повністю дотримувались етичних норм, включаючи плагіат, фальсифікацію даних та подвійну публікацію.

Список використаної літератури

1. Данильченко Д. О., Кузнецов Д. С. Використання пристроїв компенсації реактивної потужності при впровадженні розподіленої генерації. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Енергетика: надійність та енергоефективність*. 2024. № 1(8). С. 24–31. DOI: https://doi.org/10.20998/2224-0349.2024.01.08.

2. Чиженко О. І., Трач І. В. Аналіз впливу параметрів мережі на ефективність тиристорного компенсатора реактивної потужності. *Електротехніка і електромеханіка*. 2020. Вип. 6. С. 45–50. doi: 10.20998/2074-272X.2020.6.07.

3. Говоров Ф. П., Перепечений В. А. Питання компенсації реактивної потужності в міських електромережах. *Енергетика та електрифікація*. 2022. № 3(47). С. 50–56. doi: 10.31548/energiya2022.03.050.

4. Домanський І. В. Режими роботи систем електроживлення з пристроями компенсації реактивної потужності. *Електротехніка і електромеханіка*. 2021. № 3. С. 59–66. doi: 10.20998/2074-272X.2021.3.09.

5. Калінчик В. В., Побігайло В. А. Управління режимом реактивної потужності в системах електропостачання. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Проблеми удосконалювання електричних машин і апаратів. Теорія і практика*. 2021. № 2(6). С. 36–39. doi: 10.20998/2079-3944.2021.2.07.

6. Пилипенко О. В., Шевченко В. В. Аналіз ефективності тиристорних регуляторів у системах електродугових печей. *Електротехніка і електромеханіка*. 2022. № 4. С. 38–44. doi: 10.20998/2074-272X.2022.4.06.

7. Методика обчислення плати за перетікання реактивної електроенергії : наказ Міненерго України від 30.11.2020 № 764. 2021. 18 р. URL : https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0109-21#Text (дата звернення: 23 червня 2025)

8. Maintenance: Changing Role in Life Cycle Management / Takata S. Kirnura F., F.J.A.M. van Houten, Westkamper, E., Shpitalni M., Ceglarek D., Lee J. *CIRP Annals*. 2004. № 53 (2). P. 643–655. DOI: https://doi.org/10.1016/s0007-8506(07)60033-x.

9. Mathematic Model of the General Approach to Tolerance Control in Quality Assessment / Kupriyanov O., Trishch R., Dichev D., Bondarenko T. *Advanced Manufacturing Processes III. InterPartner*

2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham, 2022. P. 415–423. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_41

10. Accuracy evaluation of flat surfaces measurements in conditions of external influences / Dichev D., Diakov D., Zhelezarov Y., Nikolova H., Kupriyanov O., Dicheva, R. *Proceedings of 2022 XXXII international scientific symposium "Metrology and Metrology assurance" (MMA). (September 2022).* 2022. P. 1-7. DOI: 10.1109/MMA55579.2022.9992334

11. Oztemel E., Gursev S. Literature review of Industry 4.0 and related technologies. *Journal of Intelligent Manufacturing*. 2020. № 31. P. 127–182. DOI: https://doi.org/10.1007/s10845-018-1433-8

12. Supervision of Milling Tool Inserts using Conventional and Artificial Intelligence Approach: A Review / Dhobale N., Mulik S., Jegadeeshwaran R., Patange A. *Sound & Vibration*. 2021. № 55(2). P. 87–116. DOI: https://doi.org/10.32604/sv.2021.014224

13. Nasir V., Sassani F. A review on deep learning in machining and tool monitoring: Methods, opportunities, and challenges. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2021. № 115, P. 2683–2709. DOI: https://doi.org/10.1007/s00170-021-07325-7

14. Ko J. H., Yin C. A review of artificial intelligence application for machining surface quality prediction: From key factors to model development. *Journal of Intelligent Manufacturing*. 2025. DOI: https://doi.org/10.1007/s10845-025-02571-y

15. Machine-Learning- and Internet- of-Things-Driven Techniques for Monitoring Tool Wear in Machining Process: A Comprehensive Review / Kasiviswanathan S., Gnanasekaran S., Thangamuthu M., Rakkiyannan J. *Journal of Sensor and Actuator Networks*. 2024. № 13(5):53. DOI: https://doi.org/10.3390/jsan13050053.

16. Tool condition monitoring techniques in milling process-a review / Mohanraj T., Shankar S., Rajasekar R., Sakthivel N. R., Pramanik A. *Journal of Materials Research and Technology*. 2020. № 9(1). P. 1032–1042. DOI: https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2019.10.031

17. Digital twin modeling for loaded contact pattern-based grinding of spiral bevel gears / Rong K., Ding H., Kong X., Huang R., Tang J. *Advanced Engineering Informatics*. 2021. № 49. 101305. DOI: https://doi.org/10.1016/j.aei.2021.101305

18. Топчій Н. В. Методи та сучасні засоби контролю механічних деталей на виробництві. *Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки*. 2024. Т. 35 (74). № 6. С. 30-34. DOI: https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.6.1/06

19. Підвищення якості контролю параметрів деталей при виготовленні та ремонті автомобілів / Кальченко В., Венжега В., Пасов Г., Кологойда А., Кужельний Я., Богославський В. *Технічні науки та технології*. 2024. № 1(35). С. 9-17. DOI: https://doi.org/10.25140/2411-5363-2024-1(35)-9-17

20. Vasilevskyi O. Assessing the level of confidence for expressing extended uncertainty through control errors on the example of a model of a means of measuring ion activity. *Acta IMEKO*. 2021. № 10 (2). P.199-203. DOI: https://doi.org/10.21014/acta_imeko.v10i2.810

21. Імплементація вимог міжнародних стандартів щодо невизначеності вимірювань в метрологічну діяльність підприємств / Тріщ Р. М., Черняк О. М., Артюх С. М., Бурдейна В. М., Грінченко Г. С. *Машинобудування*. 2021. № 27. С. 117–124. DOI: https://doi.org/10.32820/2079-1747-2021-27-117-124

22. Sankhye S., Hu G. Machine Learning Methods for Quality Prediction in Production. *Logistics*. 2020. № 4(4). Pp. 35. DOI: https://doi.org/10.3390/logistics4040035

23. Haq A., Munir W. Improved CUSUM charts for monitoring process mean. *Journal of Statistical Computation and Simulation*. 2018. № 88 (9). P. 1684–1701. DOI: https://doi.org/10.1080/00949655.2018.1444040

24. Multivariate cumulative sum control chart for compositional data with known and estimated process parameters / Imran M., Sun J., Zaidi F. S., Abbas Z, Nazir H. Z. URL : https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/qre.3099 (Last accessed: 23 June 2025)

25. Arc-Furnace Model for the Study of Flicker Compensation in Electrical Networks / G. Montanari, M. Loggini, A. Cavallini and others. *IEEE Transactions on Power Delivery*. 1994. Vol.9, № 4. P. 2026-2033.

26. Чиженко О. И., Трач И. В. Способ повышения качества тока всистеме «сеть – управляемый мостовой тиристорный компенсатор реактивной мощности». *Праці ІЕД НАНУ*. 2017. Вып. 46. С. 22-30.

27. Літковець С. П., Пєтухов М. В. Спосіб підвищення енергетичної ефективності статичних тиристорних компенсаторів реактивної потужності з примусовою комутацією. *Електромеханічні і енергозберігаючі системи*. 2014. Вип. 2. С. 56-62.

28. Fusco G., Losi A., Russo M. Adaptive Voltage Regulator Design for Static VAR Systems. *Control Engineering practice*. 2001. No. 9.

Стаття надійшла для редакції 14.05.2025 Стаття рекомендована до друку 16.06.2025

[1] **KOVALOV V.,** Ph.D.,
Associate Professor of the Department of Mechatronics and Electrical Engineering
e-mail: v.kovalov@khai.edu ORCID: https://orcid.org/0000-0001-5817-8790
[1]**KHOMIAK E.,** Ph.D.,
Senior lecturer of the Department of Mechatronics and Electrical Engineering
e-mail: e.khomiak@khai.edu ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2579-2986
[1]**MIROSHNYK YE.,**
Postgraduate student of the Department of Mechatronics and Electrical Engineering
e-mail: y.i.miroshnyk@khai.edu ORCID: https://orcid.org/0009-0008-5391-1066
[1]**TYMOFIEIEV O.,**
Postgraduate student of the Department of Mechatronics and Electrical Engineering
e-mail: o.p.tymofieiev@khai.ed ORCID: https://orcid.org/0009-0000-1564-0981
[1]**KRUTKO V.,**
Postgraduate student of the Department of Mechatronics and Electrical Engineering
e-mail: v.o.krutko@khai.edu ORCID: https://orcid.org/0009-0009-5093-3566
[1]**SHEVCHENKO V.,**
Postgraduate student of the Department of Mechatronics and Electrical Engineering
e-mail: vyatcheslav.shevchenko@khai.edu ORCID: https://orcid.org/0009-0002-2044-2909
[1]*National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute"*
Vadym Manko str. 17, Kharkiv, 61070, Ukraine

INCREASING THE SPEED OF THE CONTROL SYSTEM OF THE THYRISTOR COMPENSATOR OF REACTIVE POWER OF ELECTRIC ARC FURNACES

Electric arc furnaces (EDP) contain furnace transformers with a power factor of 0.3, which randomly consume reactive power in the form of jumps when non-sinusoidal currents are present. Thyristor reactive power compensators (TRPC) are used to compensate for the latter. When reactive power jumps occur, the known TCRP control system provides a regulation time of 0.02 s, since it determines the control angle of the thyristors for the last period of the mains voltage. At the same time, during the transient processes of TCRP regulation, the reactive power of the EAF is not compensated.

The aim of the work is to increase the speed of the TPRC control system in order to reduce uncompensated reactive power in transient control processes. The goal is achieved by the fact that, unlike the known control system, the control angle is determined every half-period by solving the equation of minimizing the functional of the root mean square error of the equality of the reactor current and the transformer current with a capacitor at the moments of the amplitude value of the mains voltage. As a result, the speed of the control system increases to 0.01 s.

The scientific novelty of the work lies in the further development of the expression of the functional for determining the control angle of the TCRP at each half-period of voltage. Practical significance: doubling the speed of the TCRP control system reduces reactive power consumption in transient control processes by half and increases the resulting power factor to unity. The performance of the proposed TCRP control system has been verified on a mathematical model.

KEYWORDS: *electric arc furnace, reactive power, compensation, control method, functional minimization.*

In cites: Kovalov V., Khomiak E., Miroshnyk Ye., Tymofieiev O., Krutko V., Shevchenko V., (2025). Statistical methods for quality control of small-batch machining. *Engineering, (35),* 26-35. https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-03 (in Ukraine)

Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of the manuscript. In addition, the authors fully complied with ethical standards, including plagiarism, data falsification, and double publication.

References:

Danylchenko, DO & Kuznetsov, DS 2024, 'Vykorystannia prystroiv kompensatsii reaktyvnoi potuzhnosti pry vprovadzhenni rozpodilenoi heneratsii' [Use of reactive power compensation devices when implementing distributed generation.], *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI". Seriia: Enerhetyka: nadiinist ta enerhoefektyvnist*, no 1(8), Pp. 24–31. DOI: https://doi.org/10.20998/2224-0349.2024.01.08. (in Ukraine)

2. Chyzhenko, OI & Trach, IV 2020, 'Analiz vplyvu parametriv merezhi na efektyvnist tyrystornoho kompensatora reaktyvnoi potuzhnosti' [Analysis of the influence of network parameters on the efficiency of the thyristor reactive power compensator.], *Elektrotekhnika i elektromekhanika*, Iss. 6, Pp. 45–50. doi: 10.20998/2074-272X.2020.6.07. (in Ukraine)

3. Hovorov, FP & Perepechenyi, VA 2022, 'Pytannia kompensatsii reaktyvnoi potuzhnosti v miskykh elektromerezhakh' [The issue of reactive power compensation in urban power grids.], *Enerhetyka ta elektryfikatsiia*, № 3(47), |Pp. 50–56. doi: 10.31548/energiya2022.03.050. (in Ukraine)

4. Domanskyi, IV 2021, 'Rezhymy roboty system elektrozhyvlennia z prystroiamy kompensatsii reaktyvnoi potuzhnosti [Operating modes of the power supply system with reactive power compensation devices.], *Elektrotekhnika i elektromekhanika*, № 3, Pp. 59–66. doi: 10.20998/2074-272X.2021.3.09. (in Ukraine)

5. Kalinchyk, VV & Pobihailo, VA 2021, 'Upravlinnia rezhymom reaktyvnoi potuzhnosti v systemakh elektropostachannia' [Reactive power control in power supply systems.], *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriia: Problemy udoskonaliuvannia elektrychnykh mashyn i aparativ. Teoriia i praktyka*, № 2(6), Pp. 36–39. doi: 10.20998/2079-3944.2021.2.07. (in Ukraine)

6. Pylypenko, OV & Shevchenko, VV 2022, 'Analiz efektyvnosti tyrystornykh rehuliatoriv u systemakh elektroduhovykh pechei' [Analysis of the efficiency of thyristor regulators in electric oven systems.], *Elektrotekhnika i elektromekhanika*, № 4, Pp. 38–44. doi: 10.20998/2074-272X.2022.4.06. (in Ukraine)

7. Minenerho Ukrainy 2020, Metodyka obchmsdennia platy za peretikannia reaktyvnoi elektroenerhii : nakaz Minenerho Ukrainy vid 30.11.2020 № 764 [Methodology for limiting the payment for the flow of reactive electricity: Order of the Ministry of Energy of Ukraine dated 11/30/2020 No. 764], viewed June 23, 2025, https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0109-21#Text (in Ukraine)

8. Takata, S, Kirnura, F, F.J.A.M. van Houten, Westkamper, E, Shpitalni, M, Ceglarek, D & Lee, J 2004, 'Maintenance: Changing Role in Life Cycle Management', *CIRP Annals*, № 53 (2), P. 643–655. DOI: https://doi.org/10.1016/s0007-8506(07)60033-x.

9. Kupriyanov, O, Trishch, R, Dichev, D & Bondarenko, T 2022, 'Mathematic Model of the General Approach to Tolerance Control in Quality Assessment', *Advanced Manufacturing Processes III. InterPartner 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, P. 415–423. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_41

10. Dichev, D, Diakov, D, Zhelezarov, Y, Nikolova, H, Kupriyanov, O & Dicheva, R 2022, 'Accuracy evaluation of flat surfaces measurements in conditions of external influences', *Proceedings of 2022 XXXII international scientific symposium "Metrology and Metrology assurance" (MMA). (September 2022)*, P. 1-7. DOI: 10.1109/MMA55579.2022.9992334

11. Oztemel, E & Gursev, S 2020, 'Literature review of Industry 4.0 and related technologies', *Journal of Intelligent Manufacturing*, № 31, P. 127–182. DOI: https://doi.org/10.1007/s10845-018-1433-8

12. Dhobale, N, Mulik, S, Jegadeeshwaran, R & Patange, A 2021, 'Supervision of Milling Tool Inserts using Conventional and Artificial Intelligence Approach: A Review', *Sound & Vibration*, № 55(2), P. 87–116. DOI: https://doi.org/10.32604/sv.2021.014224

13. Nasir, V & Sassani, F 2021, 'A review on deep learning in machining and tool monitoring: Methods, opportunities, and challenges', *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, № 115, P. 2683–2709. DOI: https://doi.org/10.1007/s00170-021-07325-7

14. Ko, JH & Yin, C 2025, 'A review of artificial intelligence application for machining surface quality prediction: From key factors to model development', *Journal of Intelligent Manufacturing*. DOI: https://doi.org/10.1007/s10845-025-02571-y

15. Kasiviswanathan, S, Gnanasekaran, S, Thangamuthu, M & Rakkiyannan, J 2024, 'Machine-Learning- and Internet- of-Things-Driven Techniques for Monitoring Tool Wear in Machining Process: A Comprehensive Review', *Journal of Sensor and Actuator Networks*, № 13(5):53. DOI: https://doi.org/10.3390/jsan13050053.

16. Mohanraj, T, Shankar, S, Rajasekar, R, Sakthivel, NR & Pramanik, A 2020, 'Tool condition monitoring techniques in milling process-a review', *Journal of Materials Research and Technology*, № 9(1), P. 1032–1042. DOI: https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2019.10.031

17. Rong, K, Ding, H, Kong, X, Huang, R & Tang. J 2021, 'Digital twin modeling for loaded contact pattern-based grinding of spiral bevel gears', *Advanced Engineering Informatics*, № 49. 101305. DOI: https://doi.org/10.1016/j.aei.2021.101305

18. Topchii, NV 2024, ‘Metody ta suchasni zasoby kontroliu mekhanichnykh detalei na vyrobnytstvi’, *Vcheni zapysky TNU imeni V.I. Vernadskoho. Seriia: Tekhnichni nauky*, Vol. 35 (74), № 6, Pp. 30-34. DOI: https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.6.1/06 (in Ukraine)

19. Kalchenko, V, Venzheha, V, Pasov, H, Kolohoida, A, Kuzhelnyi, Ya & Bohoslavskyi, V 2024, ‘Pidvyshchennia yakosti kontroliu parametriv detalei pry vyhotovlenni ta remonti avtomobiliv’, *Tekhnichni nauky ta tekhnolohii*, № 1(35), Pp. 9-17. DOI: https://doi.org/10.25140/2411-5363-2024-1(35)-9-17 (in Ukraine)

20. Vasilevskyi, O 2021, ‘Assessing the level of confidence for expressing extended uncertainty through control errors on the example of a model of a means of measuring ion activity’, *Acta IMEKO*, № 10 (2), P. 199-203. DOI: https://doi.org/10.21014/acta_imeko.v10i2.810

21. Trishch, RM, Cherniak, OM, Artiukh, SM, Burdeina, VM & Hrinchenko, HS 2021, ‘Implementatsiia vymoh mizhnarodnykh standartiv shchodo nevyznachenosti vymiriuvan v metrolohichnu diialnist pidpryiemstv’ [Implementation of the requirements of international standards regarding measurement uncertainty in the metrological activities of enterprises.], *Mashynobuduvannia*, № 27, Pp. 117–124. DOI: https://doi.org/10.32820/2079-1747-2021-27-117-124 (in Ukraine)

22. Sankhye, S & Hu, G 2020, ‘Machine Learning Methods for Quality Prediction in Production’, *Logistics*, № 4(4), Rr. 35. DOI: https://doi.org/10.3390/logistics4040035

23. Haq, A & Munir, W 2018, ‘Improved CUSUM charts for monitoring process mean’, *Journal of Statistical Computation and Simulation*, № 88 (9), P. 1684–1701. DOI: https://doi.org/10.1080/00949655.2018.1444040

24. Imran, M, Sun, J, Zaidi, FS, Abbas, Z & Nazir, HZ n.d., *Multivariate cumulative sum control chart for compositional data with known and estimated process parameters*, viewed June 23, 2025, https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/qre.3099 (in Ukraine)

26. Montanari, G, & Loggini, M, Cavallini, A et al 1994, ‘Arc-Furnace Model for the Study of Flicker Compensation in Electrical Networks’, *IEEE Transactions on Power Delivery*, Vol. 9, № 4, P. 2026-2033.

27. Chyzhenko, OY & Trach, YV 2017, ‘Sposob povishenyia kachestva toka vsysteme «set – upravliaemii mostovoi tyrystornyi kompensator reaktyvnoi moshchnosty» [A method for improving current quality in the system "set - control of a bridge thyristor reactive power compensator".], *Pratsi IED NANU*, Iss. 46, Pp. 22-30. (in Ukraine)

28. Litkovets, SP & Pietukhov, MV 2014, ‘Sposib pidvyshchennia enerhetychnoi efektyvnosti statychnykh tyrystornykh kompensatoriv reaktyvnoi potuzhnosti z prymusovoiu komutatsiieiu’ [Method for increasing the energy efficiency of static thyristor reactive power compensators with forced switching.], *Elektromekhanichni i enerhozberihaiuchi systemy*, Iss. 2, Pp. 56-62.

29. Fusco, G, Losi, A & Russo, M 2001, ‘Adaptive Voltage Regulator Design for Static VAR Systems’, *Control Engineering practice*, No. 9.

.

The article was received by the editors 05/14/2025

The article is recommended for printing 06/16/2025

DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-04
УДК 519.2:658.562

[1]К. О. ЛОМАНОВ,
аспірант кафедри інформаційних комп'ютерних технологій і математики
e-mail: klomanov0320@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0009-0000-7124-7607
[2]М. О. ГОЛОВКО,
аспірант кафедри мехатроніки та електротехніки
e-mail: m.o.holovko@khai.edu ORCID: https://orcid.org/0009-0003-1738-9112
[1]Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна
майдан Свободи, 4, м. Харків, 61022, Україна.
[2]Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут»
вулиця Вадима Манька, 17, м. Харків, 61070, Україна.

СТАТИСТИЧНІ МЕТОДИ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ОБМЕЖЕНІЙ КІЛЬКОСТІ ІНФОРМАЦІЇ

У статті розглянуто питання підвищення ефективності управління якістю механічної обробки машинобудівної продукції у малосерійному виробництві. Основну увагу приділено застосуванню статистичних методів контролю, зокрема методу кумулятивних сум, як інструменту для діагностики точності технологічного процесу на токарних верстатах з числовим програмним керуванням. Обґрунтовано доцільність використання контрольних карт кумулятивних сум замість традиційних методів, що не враховують динаміку зміни параметрів у часі.

У межах дослідження проаналізовано результати механічної обробки фланця колінчастого вала зі сталі 20Х на верстаті 16К20Ф3. Було проведено 25 вибірок по 5 одиниць продукції для оцінювання відхилень розмірів від номінального значення та побудови відповідних кумулятивних кривих. На основі експериментальних даних побудовано графіки зміни кумулятивних сум, а також запропоновано еталонну карту для використання на виробництві. Встановлено чіткий зв'язок між нахилом кривої кумулятивних сум і рівнем якості процесу механічної обробки: горизонтальна крива відповідає задовільному стану, спадна — поганій якості, а висхідна — високій якості.

Запропоновано математичний апарат для розрахунку комплексного показника якості механічної обробки з урахуванням вагомості окремих показників якості (точності, шорсткості, просторових відхилень тощо). Встановлено, що цей комплексний показник перебуває в кореляції з рівнем технологічного процесу і може бути ефективним критерієм його оцінки.

Результати дослідження можуть бути застосовані для оперативного контролю та покращення якості у виробництві малих партій машинобудівної продукції, що особливо актуально для умов дрібносерійного та багатономенклатурного виробництва**.**

КЛЮЧОВІ СЛОВА: *оцінювання якості, статистичні методи, обмежена кількість інформації, кваліметрія, технологічний процес.*

Як цитувати: Ломанов К. О., Головко М. О. Статистичні методи оцінювання якості технологічних процесів при обмеженій кількості інформації. *Машинобудування*. 2025. Вип. 35. С. 36-45.
DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-04

© Ломанов К. О., Головко М. О. 2025

Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0)

Вступ

Якість продукції (включно з новизною, технічним рівнем, відсутністю дефектів у виконанні, надійністю в експлуатації) є одним із найважливіших засобів конкурентної боротьби, завоювання й утримання позицій на ринку. Тому організації приділяють особливу увагу забезпеченню високої якості продукції, встановлюючи контроль на всіх стадіях виробничого процесу, починаючи з контролю якості сировини і матеріалів, що використовуються, та закінчуючи визначенням відповідності випущеного продукту технічним характеристикам і параметрам не тільки під час його випробувань, а й у процесі експлуатації, а для складних видів устаткування - з наданням визначеного гарантійного терміну після встановлення устаткування на підприємстві замовника. Тому управління якістю продукції стало основною частиною виробничого процесу і спрямоване не стільки на виявлення дефектів або браку в готовій продукції, скільки на контроль якості виробу в процесі його виготовлення.

Якість технологічного процесу характеризується багатьма показниками, з яких основними є: точність, продуктивність, надійність. Нова модель верстата піддається цілому ряду випробувань, мета яких полягає у визначенні його якісних характеристик. За результатами випробувань оцінюється якість і технічний рівень верстата шляхом зіставлення отриманих величин із величинами, встановленими на основі вимог споживача до якості оброблених на верстаті деталей і продуктивності обробки.

Кожен тип металорізальних верстатів характеризується своєю номенклатурою показників геометричної точності. Нині вони регламентуються в багатьох нормативних документах на норми точності. Усі чинні нині в Україні та за кордоном стандарти на норми точності металорізальних верстатів побудовані за однаковою схемою і ґрунтуються на фундаментальних роботах багатьох науковців. Спільним їхнім недоліком є те, що регламентовані в них показники геометричної точності верстата не дають прямого уявлення про можливі похибки форми і взаємного розташування поверхонь деталі, оброблюваної на цьому верстаті.

Система перевірки точності верстатів загалом поки що не зазнала помітних змін. Однак у деяких роботах вказується на наявність нового підходу до проведення перевірок. Обмежується кількість перевірок, причому майже повністю виключаються перевірки точності окремих деталей і вузлів верстатів. Спостерігається тенденція до заміни поелементних перевірок перевіркою результуючої точності верстата за точністю обробленої деталі.

Особливо актуальним є розроблення методики оперативної діагностики точності виготовлення машинобудівної продукції в умовах дрібносерійного, багатономенклатурного виробництва, що характеризується невеликими партіями.

Метою цієї роботи є розробка статистичних методів діагностики точності токарних верстатів із ЧПУ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Управління якістю продукції машинобудування, зокрема забезпечення точності механічної обробки на металорізальних верстатах, є актуальною темою сучасної наукової думки. Зростаюча складність конструкцій та високі вимоги до точності обумовлюють потребу в нових підходах до контролю якості та оптимізації технологічних процесів.

У наукових працях [1-3] висвітлено значення точності обробки та її вплив на загальну якість виробу. У роботі [4] розглянуто концепцію "індустрії 4.0" та її вплив на точність і якість у машинобудуванні. Впровадження адаптивних систем керування та моніторингу верстатів дозволяє значно знизити похибки виготовлення [5, 6].

Останні дослідження [7-10] акцентують увагу на ролі штучного інтелекту та машинного навчання у прогнозуванні відхилень у процесах

обробки. Зокрема, в роботі [8] запропоновано використання нейронних мереж для моделювання похибок обробки, що дозволяє досягти більш стабільних результатів. У публікації [10] йдеться про застосування цифрових двійників у віртуальному моделюванні процесів шліфування.

Окрему увагу привертають праці, присвячені метрологічному забезпеченню виробництва. У [11, 12] аналізуються методи контролю геометричних параметрів деталей на різних етапах виробничого циклу. Також в роботах [13–15] розглянуто методики підвищення достовірності вимірювань і зменшення впливу похибок системи керування.

Суттєвий внесок у розвиток тематики зроблено дослідниками, що працюють у сфері статистичного управління якістю. Наприклад, у [16] описано застосування методів багатовимірної статистики до оцінки стабільності процесів виготовлення. Публікації [17, 18] висвітлюють проблеми автоматизованого збору даних у цехових умовах для побудови систем підтримки прийняття рішень.

Останні дослідження у сфері управління якістю механічної обробки, особливо в умовах малосерійного виробництва, демонструють активне впровадження статистичних методів контролю, таких як контрольні карти кумулятивних сум (CUSUM) [19], а також інтеграцію сучасних технологій, включаючи штучний інтелект та цифрові двійники.

Контрольні карти CUSUM залишаються ефективним інструментом для виявлення незначних змін у процесах. Дослідники [20] запропонували багатовимірну CUSUM-карту для композиційних даних, що демонструє покращену чутливість до змін у процесі. Автори наукової праці [21] дослідили ефективність CUSUM-карт для моніторингу часу між подіями, розподіленими за Вейбуллом, що є актуальним для оцінки надійності обладнання.

Таким чином, аналіз наукової літератури свідчить про існування кількох провідних напрямів досліджень: інтелектуалізація виробництва, підвищення точності за рахунок адаптивних методів, цифровізація систем контролю та вимірювань, а також широке впровадження стандартів якості.

Виклад основного матеріалу

Одним зі статистичних методів контролю якості технологічних процесів є контрольні карти. Загальноприйнята методика побудови контрольних карт має таку особливість - проведений контроль не враховує попередньої динаміки контрольованого параметра. Через це з’явилися спроби розробити новий підхід, який би включав аналіз минулих даних для оцінки поточного стану процесу. В основі цієї методики лежить дослідження не індивідуальних значень ознаки, а облік їхніх кумулятивних сум. Карта кумулятивних сум дозволяє порівняти виявлені візуальні зміни з реальними зрушеннями у виробничому процесі, виконуючи таким чином діагностичну функцію.

Об'єктом дослідження виступав процес оцінювання якості фланець колінчастого вала, виготовлений зі сталі 20Х. Обробку проводили на токарно-гвинторізному верстаті з ЧПУ 16К20Ф3. Розглянемо застосування кумулятивних карт для діагностики токарної чорнової обробки.

Під час контролю точності лезової обробки щоденно фіксували відхилення від номінальних розмірів на основі 25 вибірок, кожна з яких містила n = 5 одиниць продукції. Результати вимірювань для однієї поверхні представлені в таблицях 1-2.

Таблиця 1

Данні за середнім відхиленням при обробці Ø $55_{-0,46}$

Table 1

Data on the average deviation at machining Ø $55_{-0.46}$

Номер вибірки	Середнє значення відхилення, мм				
1-5	-0,200	-0,380	-0,224	-0,098	-0,080
6-10	-0,334	-0,166	-0,442	-0,356	-0,008
11-15	-0,407	-0,195	-0,281	-0,191	-0,455
16-20	-0,275	-0,316	-0,200	-0,054	-0,050
21-25	-0,181	-0,418	-0,066	-0,171	-0,347

Таблиця 2

Значення кумулятивних сум при обробці Ø $55_{-0,46}$

Table 2

Values of cumulative sums at machining Ø $55_{-0,46}$

Номер вибірки	Кумулятивна сума відхилень				
1-5	-0,093	-0,007	-0,076	-0,272	-0,485
6-10	-0,445	-0,572	-0,423	-0,361	-0,646
11-15	-0,533	-0,631	-0,644	-0,746	-0,585
16-20	-0,603	-0,580	-0,674	-0,913	-1,157
21-25	-1,269	-1,145	-1,372	-1,494	-1,441

Як еталонну величину k значення кумулятивних сум, розраховані за результатами вибірок, приймемо комплексний показник якості K_0. Метод комплексної оцінки характеризує зв'язок між одиничними показниками якості продукції і дає можливість об'єднання одиничних показників у комплексний. При цьому продукція вищої якості має більше (або менше) значення комплексного показника.

У даній роботі комплексний показник якості визначається з використанням середньозважених показників за формулою

$$K_0 = \sqrt{\sum_{i=1}^{m}(M_i q_i^2)}. \qquad (1)$$

де M_i - коефіцієнт вагомості; q_i - відносний показник.

Математична залежність відносних показників якості від абсолютних виражається залежністю

$$q_i = \exp\left(-|P_0|^m\right), \qquad (2)$$

де m – додатне число, $0<m<\infty$; P_0 - лінійна функція від P_i.

$$P_0 = \frac{2P_i - \left(P_i^{\max} + P_i^{\min}\right)}{P_i^{\max} - P_i^{\min}}. \qquad (3)$$

де $P_i^{\min}$, $P_i^{\max}$ - відповідно нижня і верхня межі значень i-го показника якості, передбачені технічними умовами.

Показники якості, що визначають якість продукції, не рівнозначні за своєю важливістю. Тому важливим є визначення коефіцієнтів вагомості. Коефіцієнти вагомості для середнього зваженого степеневого (квадратичного) показника розраховують за залежністю

$$M_i = \frac{\lambda}{\overline{\overline{P}}_i - \tilde{P}_i}, \qquad (4)$$

де $\overline{\overline{P}}_i$ - номінальне (середнє статистичне) значення показника якості; $\tilde{P}_i$ - граничне значення для показника якості; λ - постійний множник.

Експерименти проводили під час обробки за груповим технологічним процесом. Розглядали такі параметри

якості, як точність, шорсткість, просторові відхилення, глибина і ступінь наклепу, внутрішні напруги.

У таблиці 3 наведено показники вагомості для досліджуваного технологічного процесу. Де W_0 - заготовка; W_1 - токарна чорнова обробка; W_2 - токарна чистова обробка; W_3 - протяжна операція; W_4 - свердлильна; W_5 - термічна обробка.

Розрахунок комплексного показника якості $К_0$ для всіх поверхонь, що обробляються, подано в таблиці 4. Де $К_{зап}$ - коефіцієнт запасу точності.

Крива кумулятивних сум, побудована за даними таблиці 2, представлена на рисунку 1. На наведеному рисунку кут нахилу кумулятивної лінії в 30º відповідає запасу точності $К_{зап}$ = 1,33.

На рисунку 2 представлено лінії кумулятивних сум і трендів для технологічних процесів різної налаштованості. З рисунку видно, що погано налаштований технологічний процес ($К_{зап}$=1,33) має спадний тренд. Задовільно налаштований технологічний процес ($К_{зап}$ = 1,00) має горизонтальний тренд. Технологічний процес, що забезпечує бездефектне виробництво ($К_{зап}$ = 0,5) має висхідну тенденцію.

На підставі цих даних було розроблено еталонну карту кумулятивних сум (рисунок 3), яку можна використовувати безпосередньо на робочих місцях.

Таблиця 3

Вагові компоненти для операцій механічної обробки

Table 3

Weight components for machining operations

Параметри	Ваги головних компонентів						Дисперсія
	W_0	W_1	W_2	W_3	W_4	W_5	
Точність (X_1)	0,8826	0,0452	0,2257	0,2280	-0,0388	0,2435	0,99
Шорсткість (X_2)	0,1486	-0,8071	-0,3157	0,3931	-0,0410	-0,0258	0,99
Просторові відхилення (X_3)	0,2785	-0,7884	0,3396	-0,4738	0,1154	0,1329	1,00
Глибина наклепу (X_4)	0,8394	0,1065	0,1004	0,0161	-0,5058	0,1332	0,99
Ступінь наклепу (X_5)	0,5899	0,1538	0,6741	0,3554	0,2105	-0,0568	0,99
Внутрішні напруги (X_6)	0,7682	0,2594	-0,4302	0,0223	0,3125	0,3384	0,99
Дисперсія	2,5215	1,9770	0,9150	0,5580	0,4140	0,213	6,00
Відсотки	42,02	22,95	15,25	9,3	6,9	3,55	100

Таблиця 4

Визначення комплексного показника якості

Table 4

Determination of a comprehensive quality indicator

Оброблювана поверхня	P_{max}	P_{min}	P_i	P_0	q_i	M_i	K_0	$К_{зап}$
Ø $55_{-0,46}$	0,455	0,008	0,46	1,0224	-2,76	0,0452	0,5869	1,006
Ø $52,6_{-0,3}$	0,3	0,011	0,3	1	-2,7	0,0452	0,574	1,036
Ø $30^{+0,33}$	0,325	0,003	0,33	1,0311	-2,784	0,0452	0,5919	1,093
L $19_{-0,43}$	0,426	0,013	0,43	1,0194	-2,752	0,0452	0,5851	1,02
L $68_{-0,74}$	0,703	0,001	0,74	1,1054	-2,985	0,0452	0,6345	0,951

Рис. 1 – Вигляд кривої кумулятивних сум при обробці Ø $55_{-0,46}$
Fig. 1 – View of the cumulative sums curve during machining Ø $55_{-0,46}$

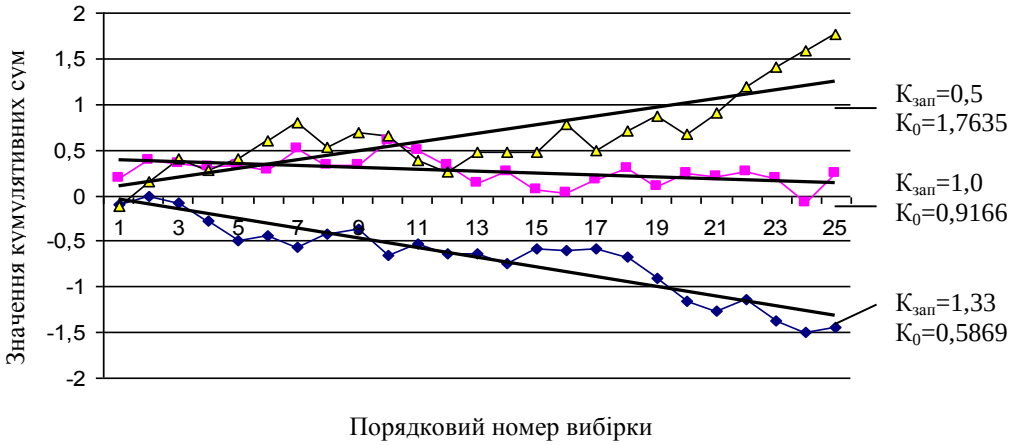


Рис. 2 – Вигляд кривої кумулятивних сум при обробці Ø $55_{-0,46}$ різної налаштованості
Fig. 2 – View of the cumulative sums curve during machining Ø $55_{-0,46}$ different settings

Рис. 3 – Вид еталонної карти кумулятивних сум
Fig. 3 – View of the standard map of cumulative sums

В результаті апробації запропонованої методики для розрахунку комплексного показника якості механічної обробки з урахуванням вагомості окремих показників якості (точності, шорсткості, просторових відхилень тощо) встановлено, що цей комплексний показник перебуває в кореляції з рівнем технологічного процесу і може бути ефективним критерієм його оцінки. Результати дослідження можуть бути застосовані для оперативного контролю та покращення якості у виробництві малих партій машинобудівної продукції, що особливо актуально для умов дрібносерійного та багатономенклатурного виробництва**.**

Висновки

У результаті проведених теоретичних та експериментальних досліджень можна зробити такі висновки:

1. Застосування контрольних карт кумулятивних сум (CUSUM) суттєво підвищує ефективність діагностики технологічного процесу в малосерійному виробництві. Метод CUSUM дозволяє враховувати динаміку змін параметрів обробки в часі, на відміну від традиційних статистичних методів. Це дає змогу швидко виявляти відхилення від номінальних значень і оперативно реагувати на зниження якості продукції.

2. Встановлено наочну залежність між нахилом графіка кумулятивних сум і станом якості процесу: горизонтальна лінія — стабільна, задовільна якість; висхідна крива — покращення якості; нисхідна крива — погіршення якості. Це спрощує візуальний контроль і дозволяє інженерам оперативно приймати рішення щодо корекції процесу.

3. Запропонований комплексний показник якості, що враховує вагомість різних параметрів (точність, шорсткість, відхилення тощо), може бути ефективним критерієм оцінки рівня технологічного процесу. Його використання забезпечує об'єктивну, багатофакторну оцінку якості обробки і дозволяє адаптувати підхід до різних типів операцій у машинобудуванні.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що конфлікту інтересів щодо публікації рукопису немає. Крім того, автори повністю дотримувались етичних норм, включаючи плагіат, фальсифікацію даних та подвійну публікацію.

Список використаної літератури

1. Maintenance: Changing Role in Life Cycle Management / Takata S. Kirnura F., F.J.A.M. van Houten, Westkamper, E., Shpitalni M., Ceglarek D., Lee J. *CIRP Annals.* 2004. №53 (2). P. 643–655. DOI: https://doi.org/10.1016/s0007-8506(07)60033-x.

2. Mathematic Model of the General Approach to Tolerance Control in Quality Assessment / Kupriyanov O., Trishch R., Dichev D., Bondarenko T. *Advanced Manufacturing Processes III. InterPartner 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2022. P. 415–423. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-91327-4_41

3. Accuracy evaluation of flat surfaces measurements in conditions of external influences / Dichev D., Diakov D., Zhelezarov Y., Nikolova H., Kupriyanov O., Dicheva, R. *Proceedings of 2022 XXXII international scientific symposium "Metrology and Metrology assurance" (MMA)*. (September 2022). 2022. P. 1-7. DOI: 10.1109/MMA55579.2022.9992334

4. Oztemel,E., Gursev S. Literature review of Industry 4.0 and related technologies. *Journal of Intelligent Manufacturing*. 2020. № 31. P. 127–182. DOI: https://doi.org/10.1007/s10845-018-1433-8

5. Supervision of Milling Tool Inserts using Conventional and Artificial Intelligence Approach: A Review / Dhobale N., Mulik S., Jegadeeshwaran R., Patange A. *Sound & Vibration*. 2021. № 55(2). P. 87–116. DOI: https://doi.org/10.32604/sv.2021.014224

6. Nasir V., Sassani F. A review on deep learning in machining and tool monitoring: Methods, opportunities, and challenges. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 2021. № 115. P. 2683–2709. DOI: https://doi.org/10.1007/s00170-021-07325-7

7. Ko J. H., Yin C. A review of artificial intelligence application for machining surface quality prediction: From key factors to model development. *Journal of Intelligent Manufacturing*. 2025. DOI: https://doi.org/10.1007/s10845-025-02571-y

8. Machine-Learning- and Internet-of-Things-Driven Techniques for Monitoring Tool Wear in Machining Process: A Comprehensive Review / Kasiviswanathan S., Gnanasekaran S., Thangamuthu M., Rakkiyannan J. *Journal of Sensor and Actuator Networks*. 2024. № 13(5):53. DOI: https://doi.org/10.3390/jsan13050053.

9. Tool condition monitoring techniques in milling process-a review / Mohanraj T., Shankar S., Rajasekar R., Sakthivel N. R., Pramanik A. *Journal of Materials Research and Technology*. 2020. № 9(1). P. 1032–1042. DOI: https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2019.10.031

10. Digital twin modeling for loaded contact pattern-based grinding of spiral bevel gears / Rong K., Ding H., Kong X., Huang R., Tang J. *Advanced Engineering Informatics*. 2021. № 49. 101305. DOI: https://doi.org/10.1016/j.aei.2021.101305

11. Топчій Н. В. Методи та сучасні засоби контролю механічних деталей на виробництві. *Науковий журнал «Вчені записки ТНУ імені В.І. Вернадського. Серія: Технічні науки».* 2024. Т. 35 (74). № 6. С. 30-34. DOI: https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.6.1/06

12. Підвищення якості контролю параметрів деталей при виготовленні та ремонті автомобілів / Кальченко В., Венжега В., Пасов Г., Кологойда А., Кужельний Я., Богославський В. *Технічні науки та технології*. 2024. № 1(35). С. 9-17. DOI: https://doi.org/10.25140/2411-5363-2024-1(35)-9-17

13. Vasilevskyi O. Assessing the level of confidence for expressing extended uncertainty through control errors on the example of a model of a means of measuring ion activity. *Acta IMEKO*. 2021. № 10 (2). P. 199-203. DOI: https://doi.org/10.21014/acta_imeko.v10i2.810

14. Vasilevskyi O., Koval M., Kravets S. Indicators of reproducibility and suitability for assessing the quality of production services. *Acta IMEKO*. 2021. № 10 (4). P. 54-61. DOI: https://doi.org/10.21014/acta_imeko.v10i4.814

15. Імплементація вимог міжнародних стандартів щодо невизначеності вимірювань в метрологічну діяльність підприємств / Р. М. Тріщ, О. М. Черняк, С. М. Артюх, В. М. Бурдейна, Г. С. Грінченко. *Машинобудування*. 2021. № 27. С. 117–124. DOI: https://doi.org/10.32820/2079-1747-2021-27-117-124

16. Sanchez-Marquez R., José Manuel Jabaloyes Vivas. Multivariate SPC methods for controlling manufacturing processes using predictive models – A case study in the automotive sector. *Computers in Industry*. 2020. № 123. 103307. DOI: https://doi.org/10.1016/j.compind.2020.103307.

17. A framework for data-driven decision making in advanced manufacturing systems. / Ojha V. K., Goyal S., Chand M., Kumar A. *Development and implementation. Concurrent Engineering*. 2024. № 32(1-4). P. 58-77. DOI: 10.1177/1063293X241297528

18. Sankhye S., Hu G. Machine Learning Methods for Quality Prediction in Production. *Logistics.* 2020. № 4(4):35. DOI: https://doi.org/10.3390/logistics4040035

19. Haq A., Munir W. Improved CUSUM charts for monitoring process mean. *Journal of Statistical Computation and Simulation*. 2018. № 88 (9). P. 1684–1701. DOI: https://doi.org/10.1080/00949655.2018.1444040

20. Multivariate cumulative sum control chart for compositional data with known and estimated process parameters / Imran M., Sun J., Zaidi F. S., Abbas Z, Nazir H. Z. *Quality and Reliability Engineering International*. 2022. № 38 (5). P. 2691–2714. DOI: https://doi.org/10.1002/qre.3099

21. Cumulative Sum Control Charts for Monitoring Weibull-distributed Time Between Events / Shafae M. S., Dickinson R. M., WoodallW. H., Camelio J. A. *Quality and Reliability Engineering International*. 2015. № 31 (5). P. 839–849. DOI:10.1002/qre.1643.

Стаття надійшла для редакції 15.05.2025 Стаття рекомендована до друку 17.06.2025

[1]LOMANOV K.,
Postgraduate student of the Department of Information Computer Technologies and Mathematics
e-mail: klomanov0320@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0009-0000-7124-7607
[2]HOLOVKO M.,
Postgraduate student of the Department of Mechatronics and Electrical Engineering
e-mail: m.o.holovko@khai.edu ORCID: https://orcid.org/0009-0003-1738-9112
[1]*V. N. Karazin Kharkiv National University*
Svobody square, 4, Kharkiv, 61022, Ukraine
[2]*National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute"*
Vadym Manko str. 17, Kharkiv, 61070, Ukraine

STATISTICAL METHODS FOR ASSESSING THE QUALITY OF TECHNOLOGICAL PROCESSES WITH LIMITED INFORMATION

The article discusses the issue of improving the efficiency of quality management in the mechanical processing of machine-building products in small-batch production. The main focus is on the application of statistical control methods, in particular the cumulative sum method, as a tool for diagnosing the accuracy of the technological process on numerically controlled lathes. The feasibility of using cumulative sum control charts instead of traditional methods that do not take into account the dynamics of parameter changes over time is justified.

The study analysed the results of mechanical processing of a crankshaft flange made of 20X steel on a 16K20F3 machine. Twenty-five samples of five products each were taken to assess deviations from the nominal value and construct the corresponding cumulative curves. Based on the experimental data, graphs of cumulative sums were

constructed, and a reference chart for use in production was proposed. A clear relationship was established between the slope of the cumulative sum curve and the quality level of the machining process: a horizontal curve corresponds to a satisfactory state, a downward curve corresponds to poor quality, and an upward curve corresponds to high quality.
A mathematical apparatus is proposed for calculating a comprehensive indicator of machining quality, taking into account the weight of individual quality indicators (accuracy, roughness, spatial deviations, etc.). It has been established that this comprehensive indicator correlates with the level of the technological process and can be an effective criterion for its assessment.
The results of the study can be used for operational control and quality improvement in the production of small batches of machine-building products, which is especially relevant for small-batch and multi-product production.
KEYWORDS: *quality assessment, statistical methods, limited information, qualimetry, technological process.*

In cites: Lomanov K., Holovko M., (2025), Statistical methods for assessing the quality of technological processes with limited information. *Engineering, (35),* 36-45. https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-04 (in Ukraine)

Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of the manuscript. In addition, the authors fully complied with ethical standards, including plagiarism, data falsification, and double publication.

References:

1. Takata, S, Kirnura, F, van Houten, FJAM, Westkamper, E, Shpitalni, M, Ceglarek, D & Lee, J 2004, 'Maintenance: Changing role in life cycle management', *CIRP Annals*, 53(2), pp. 643–655. doi: 10.1016/s0007-8506(07)60033-x.
2. Kupriyanov, O, Trishch, R, Dichev, D & Bondarenko, T 2022, 'Mathematic model of the general approach to tolerance control in quality assessment', *Advanced Manufacturing Processes III. InterPartner 2021*. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Cham: Springer, pp. 415–423. doi: 10.1007/978-3-030-91327-4_41.
3. Dichev, D, Diakov, D, Zhelezarov, Y, Nikolova, H, Kupriyanov, O & Dicheva, R 2022, 'Accuracy evaluation of flat surfaces measurements in conditions of external influences', in *Proceedings of 2022 XXXII International Scientific Symposium "Metrology and Metrology Assurance" (MMA)* (September 2022), pp. 1–7. doi: 10.1109/MMA55579.2022.9992334.
4. Oztemel, E & Gursev, S 2020, 'Literature review of Industry 4.0 and related technologies', *Journal of Intelligent Manufacturing*, 31, pp. 127–182. doi: 10.1007/s10845-018-1433-8.
5. Dhobale, N, Mulik, S, Jegadeeshwaran, R & Patange, A 2021, 'Supervision of milling tool inserts using conventional and artificial intelligence approach: a review', *Sound & Vibration*, 55(2), pp. 87–116. doi: 10.32604/sv.2021.014224.
6. Nasir, V & Sassani, F 2021, 'A review on deep learning in machining and tool monitoring: methods, opportunities, and challenges', *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 115, pp. 2683–2709. doi: 10.1007/s00170-021-07325-7.
7. Ko, JH & Yin, C 2025, 'A review of artificial intelligence application for machining surface quality prediction: from key factors to model development', *Journal of Intelligent Manufacturing*. doi: 10.1007/s10845-025-02571-y.
8. Kasiviswanathan, S, Gnanasekaran, S, Thangamuthu, M & Rakkiyannan, J 2024, 'Machine-learning- and Internet-of-Things-driven techniques for monitoring tool wear in machining process: a comprehensive review', *Journal of Sensor and Actuator Networks*, 13(5), p. 53. doi: 10.3390/jsan13050053.
9. Mohanraj, T, Shankar, S, Rajasekar, R, Sakthivel, NR & Pramanik, A 2020, 'Tool condition monitoring techniques in milling process—a review', *Journal of Materials Research and Technology*, 9(1), pp. 1032–1042. doi: 10.1016/j.jmrt.2019.10.031.
10. Rong, K, Ding, H, Kong, X, Huang, R & Tang, J 2021, 'Digital twin modeling for loaded contact pattern-based grinding of spiral bevel gears', *Advanced Engineering Informatics*, 49, p. 101305. doi: 10.1016/j.aei.2021.101305.
11. Topchii, NV 2024, 'Methods and modern means of controlling mechanical parts in production', *Scientific Journal "Notes of TNU named after V.I. Vernadsky. Series: Technical Sciences"*, 35(74), 6, pp. 30–34. doi: 10.32782/2663-5941/2024.6.1/06. (in Ukraine)
12. Kalchenko, V, Venzhega, V, Pasov, H, Kolohoida, A, Kuzhelnyi, Ya. & Bogoslavskij, V 2024, 'Improving the quality of the control of parts parameters in the manufacture and repair of vehicles', *Technical sciences and technologies*, 1(35), pp. 9–17. doi: 10.25140/2411-5363-2024-1(35)-9-17. (in Ukraine)
13. Vasilevskyi, O 2021, 'Assessing the level of confidence for expressing extended uncertainty through control errors on the example of a model of a means of measuring ion activity', *Acta IMEKO*, 10(2), pp. 199–203. doi: 10.21014/acta_imeko.v10i2.810.
14. Vasilevskyi, O, Koval, M & Kravets, S 2021, 'Indicators of reproducibility and suitability for assessing the quality of production services', *Acta IMEKO*, 10(4), pp. 54–61. doi: 10.21014/acta_imeko.v10i4.814. (in Ukraine)

15. Trishch, R, Cherniak, O, Artyukh, S, Burdeina, V & Hrinchenko, H 2021, 'Implementation of the requirements of international standards of measurement uncertainty in the metrological activities of enterprises', *Engineering*, 27, pp. 117–124. doi: 10.32820/2079-1747-2021-27-117-124. (in Ukraine)

16. Sanchez-Marquez, R & Jabaloyes Vivas, JM 2020, 'Multivariate SPC methods for controlling manufacturing processes using predictive models – A case study in the automotive sector', *Computers in Industry*, 123, p. 103307. doi: 10.1016/j.compind.2020.103307.

17. Ojha, VK, Goyal, S, Chand, M & Kumar, A 2024, 'A framework for data-driven decision making in advanced manufacturing systems: development and implementation', *Concurrent Engineering*, 32(1–4), pp. 58–77. doi: 10.1177/1063293X241297528.

18. Sankhye, S & Hu, G 2020, 'Machine learning methods for quality prediction in production', *Logistics*, 4(4), p. 35. doi: 10.3390/logistics4040035.

19. Haq, A & Munir, W 2018, 'Improved CUSUM charts for monitoring process mean', *Journal of Statistical Computation and Simulation*, 88(9), pp. 1684–1701. doi: 10.1080/00949655.2018.1444040.

20. Imran, M, Sun, J, Zaidi, FS, Abbas, Z & Nazir, HZ 2022, 'Multivariate cumulative sum control chart for compositional data with known and estimated process parameters', *Quality and Reliability Engineering International*, 38(5), pp. 2691–2714. doi: 10.1002/qre.3099.

21. Shafae, MS, Dickinson, RM, Woodall, WH & Camelio, JA 2015, 'Cumulative sum control charts for monitoring Weibull-distributed time between events', *Quality and Reliability Engineering International*, 31(5), pp. 839–849. doi: 10.1002/qre.1643.

The article was received by the editors 05/15/2025
The article is recommended for printing 06/17/2024

DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-05
УДК 621. 87

[1] **І.А.ПЕРЕВОЗНИК,** аспірант кафедри будівельних і дорожніх машин
e-mail: igorperevoznyk1970@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2933-6873
[1] *Харківський національний автомобільно-дорожній університет*
вул. Ярослава Мудрого 25, м. Харків, 61002

ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ ХОДОВИХ КОЛІС МОСТОВИХ КРАНІВ

Різні умови роботи і конструктивні особливості окремих вантажопідйомних машин і кранових шляхів викликають великі різновиди механізмів пересування кранів і кранових візків. Опір пересування крана або візка утворюється при коченні коліс по рейкам і в підшипниках коліс. При експлуатації крана ходові колеса знаходяться під дією різних навантажень - ваги вантажу, власної ваги крану, тиску повітря, сили інерції і навантажень, які виникають при перекосах кранів на підкранових шляхах, при дефектах підкранових шляхів і ходової частини крану.

Розміри рейок повинні відповідати навантаженням і розмірам ходових коліс і забезпечуються розрахунком їх на згин і на місцевий стиск під колесом. В процесі роботи крана навантаження ходових коліс змінюються іноді у широких межах. Від конструктивної форми балки в значній мірі залежить її довговічність, надійність, простота виготовлення і обслуговування. Придання конструкції замкненого профілю дає максимальне збільшення крутильної жорсткості.

Перекіс крана, який рухається являється наслідком таких причин як проковзування або пробуксовка ведучих коліс крана на рейках, різність діаметрів ведучих коліс, неправильна установка коліс, дефекти кранових шляхів. Ударні навантаження, які виникають при русі ходових коліс бувають у двох випадках: при наїзді кранів на кінцеві упори і при проходженні стиків рейкового шляху і місцевих нерівностей. Для зменшення ударних навантажень сучасні вантажопідйомні крани і вантажні візки при їх підході до кінцевих упорів мають буфери, які дозволяють розширити робочий хід крана і підвищити надійність і безпеку роботи крана.

Вибір типу ходової рейки пов'язаний з величиною навантаження ходових коліс і з конструктивними особливостями механізму пересування – конічні ходові колеса можуть пересуватись тільки по випуклій рейці, циліндричні – і по випуклим і по плоским рейкам.

Знос елементів підкранового шляху приводить до відмов металевих конструкцій підкранових балок, що викликає значні економічні втрати. Перехід в кранових конструкціях від клепаних підкранових балок, які мали дискретні поясні з'єднання з визначеною рухливістю до зварних балок з жорсткою системою поясних зв'язків без конструктивної компенсації рухливості привели до значного зменшення довговічності зварних балок. Місцевий напружений стан стінки у зварних підкранових балках, який визначає міцність від втоми в цій зоні, може бути врегульований тільки за допомогою кранової рейки. Але робота підкранового шляху належним чином не досліджена і до теперішнього часу.

Можливі деформації як самих ходових коліс так і рейкових колій залежать в значній мірі від висоти і характеру стику рейок, форми рейки і швидкості руху ходових коліс.

В статті було проведено більш уточнене визначення тих навантажень, які виникають в підрейкових балках, біли відкинуті деякі припущення і отримані нові розрахункові формули. Крім того, проведений аналіз впливу способу установки рейок на величину силових факторів.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: *навантаження, колесо ходове, балка, шпала, механізм пересування, момент згину, пружність.*

Як цитувати: І.А.Перевозник .(2025). Визначення навантажень, які виникають при пересуванні ходових коліс мостових кранів. *Машинобудування*. 2025 Вип 35 С. 46-53.
DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-05

© А. І. Перевозник, 2025

Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0)

Вступ

Підвищення вимог до безпеки виробничих процесів, а також до надійності і економічності металоконструкцій мостових кранів пов'язане з технічних переобладнанням підприємств. Найбільш гостро ця проблема стоїть на підприємствах чорної і кольорової металургії і важкого машинобудування. У цехах із режимом роботи кранів 7К і 8К тріщини від утоми можуть зявлятися на протязі 5…10 років. При пересуванні кранів по рейковому шляху виникає ряд динамічних процесів, які суттєво впливають на довговічність і самого ходового колеса і підкранового рейкового шляху. До таких процесів зокрема відносяться пружні коливання елементів трансмісії механізмів пересування і металоконструкції крана, які виникають при його пуску і гальмування. Проблеми механіки, які пов'язані із взаємодією кранової системи з рейковим шляхом, в повній мірі проявляються в тих випадках., коли пересування крана являється не періодичним, а циклічним повторюваним процесом всього циклу роботи крана.

При пересуванні ходових коліс по рейковим коліям при проходженні місцевих нерівномірностей, таких як стики, наплавки від зварювання, вибоїни і т.інш. виникають ударні навантаження. Особливо це стосується мостових кранів, які мають жорстку ходову частину. Найбільше число ушкоджень металоконструкцій мостових кранів має місце в кінцевих балках у місцях закріплення ходових коліс. Головною причиною цього являється високий рівень динамічних ударних навантажень, які діють на кранові колеса і відповідно, на кінцеві балки при проходженні краном стиків.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Динамічні моделі мостового крану розглянуті в роботах [1, 2]. Автори відмічають значні лінійні коливання моделі, а також вібрації вантажу і тролей під час руху крана. Був зроблений висновок про зміну навантаження під час руху крана. В роботі не були розглянуті динамічні навантаження в металоконструкції крана при пересуванні

В роботі [3] розглянуте питання оптимізації пересування вантажного візка мостового крану на задану відстань, що дає можливість зменшити математичні коливання вантажу на канатному підвісі.

Результати експериментальних досліджень появи бокових сил в мостовому крані, які змінюються в процесі руху наведені в роботі [4]. Було встановлено, що експериментальні значення бокових сил менші, ніж визначені теоретично. Було б доцільним розглянути колеса не тільки з циліндричним профілем, але і з конічним, яке забезпечить менші бокові сили.

Також рух кранів та сили, що виникають в горизонтальній площині від нерівностей рейкових колій, досліджувалися в роботах [5-7] .

В роботі [8] було розглянуто динамічні моделі мостового крану. Автори визначали лінійні коливання моделі, яка дає опис вібрації вантажу і тролеїв під час руху крану і оцінили сили тертя в системі.

Була дана оцінка впливу змінності навантаження на протязі дії сил опору при пересуванні крану.

В роботі [9] отримане рішення, яке дозволяє визначити динамічні сили, які виникають в металоконструкції крана під час проходження ходового колеса через стик рейки з урахуванням висоти стику і геометричних параметрів колеса. В роботі [10] розглянуто прогин рейки підкранової колії та отримані рішення, які дозволяють визначити прогин підкранової рейки та коефіцієнт динамічності при проходженні колеса через стик рейок. В статті [11] відмічається, що отримані авторотами дані підтверджують дослідження багатьох учених, що крива крипу, що застосовується сьогодні в розрахунках, вимагає уточнення. З огляду на велике значення цієї залежності для розв'язання теоретичних і практичних задач взаємодії рухомого складу і колії, треба провести додаткові дослідження і ретельно перевірити отримані дані.

Особливий інтерес викликають дослідження методом акустичної емісії динамічних процесів взаємодії колеса з рейкою, а також уточнення взаємозв'язку коефіцієнта тертя з проковзуванням.

Постановка проблеми

В сучасних дослідженнях руху кранів мостового типу не враховують схеми установки рейок на підрейкових балках, незважаючи на те, що саме вони мають дуже великий вплив на довговічність як кранових коліс так і кранових рейок.

При цьому розподілення навантаження на балки мають дуже велике значення, тому що довговічність металоконструкції всього мостового крану визначається саме рівнем навантаження підрейкових балок.

Великий вплив на довговічність металоконструкції крана має і форма балки. Ці питання і до теперішнього часу не мають повного вирішення.

Метою даного дослідження є встановлення залежності між типом встановлення рейки на підрейкову балку і тими навантаженнями, які виникають при пересуванні ходових коліс механізмів пересування крана і вантажних візків. Було встановлено на прикладі конкретних значень розмірів і навантажень значення

моментів згину, розподіленого навантаження і величини напруження, які виникають при пересуванні ходових коліс в рейках.

Викладення основного матеріалу

Навантаження ходових коліс викликає згин і кручення кранових рейок. В інженерній практиці обмежуються розрахунком рейок на згин в вертикальній площині та на місцевий стиск. Неповноту врахування напруженого стану компенсують зниженням допустимих напружень або відповідним збільшенням розрахункових навантажень. Міцність і зносостійкість рейок визначається напругами в місцях передачі навантаження від коліс на рейку і напругами, які виникають при згині і крученні під дією нормальних, подовжніх і поперечних навантажень.

Напружений стан рейки залежить також від метода укладки на балках і на фундаментах (на прокладках, на шпалах або з спиранням підошви по всій довжині).

Рейки вантажного візка мостового крана, як правило, встановлюються безпосередньо на поясний лист прогонної балки. При проведенні розрахунків міцності такої балки треба враховувати ефективний коефіцієнт концентрації напружень, які виникають в місцях закріплення рейок і накладення зварювальних швів. Для того, щоб цьому запобігти, доцільно виключити кріплення рейок між діафрагмами. Це можливо досягнути, якщо провести укладку рейки на прошарки над діафрагмами. При цьому ми не тільки звільняємо від місцевих напружень верхній пояс, але і запобігаємо його ушкодженню при рихтовці рейок.

Якщо рейка спирається по всій довжині на масивний фундамент, то в перерізі рейки, який знаходиться на відстані x_1, x_2 від тиску ходових коліс P_1, P_2 (рис.1) момент згину визначиться за формулою

$$M = \frac{1}{4\varphi}(P_1\phi_1 + P_2\phi_2 + ...) \tag{1}$$

де

$$\phi = e^{-\beta x_i}(\cos\beta x_i - \sin\beta x_i)$$

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{kB}{4EI}} \tag{2}$$

де B – ширина підошви рейки, I, E – момент інерції і момент пружності рейки, k - модуль основи.

Тиск під підошвою рейки

$$P = \frac{\beta}{2B}(P_1\Psi_1 + P_2\Psi_2 + ...) \tag{3}$$

де

$$\Psi = e^{-\beta x_i}(\cos\beta x_i + \sin\beta x_i)$$

$$M = \frac{P}{4\beta}, \text{ а тиск } \quad p = \frac{\beta P}{2B},$$

На наш погляд, це допущення являється надто грубим, воно виключає пояснення появи динамічних сил в металоконструкції мосту при русі вантажного візка. Для зменшення тиску під підошвою рейки він укладається на прокладки $l_n \times B_n$.(рис.2). Проведемо дослідження впливу укладки рейок на прошарках, які встановлені над діафрагмами, на величину тиску і напружень згину на нижній поверхні пояса балки.. Експерименти, які були проведені на моделях з органічного скла і сталі 09Г2 показали, що частина поясу працює як балка на пружній основі. Застосування прошарок дозволило зменшити тиск в 1,3 - 1,6 рази, що задовільно співпадає з розрахунковими даними.

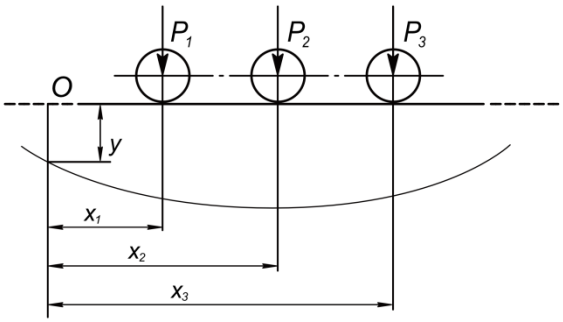


Рис. 1 – Розрахункова схема
Fig. 1 – Calculation scheme

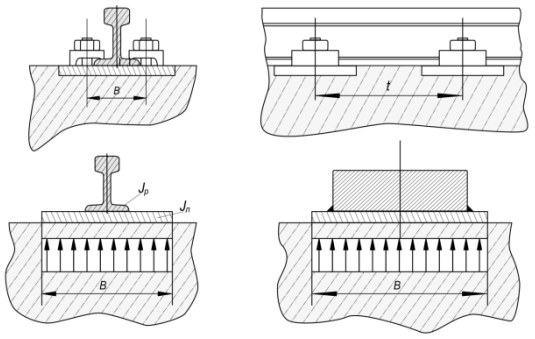


Рис. 2 – Рейка на підкладному листі
Fig. 2 – Rail on a backing sheet

Приймаємо поправку до модуля k l / t. Тоді отримаємо

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{kB_n}{4EJ_p} \cdot \frac{l}{t}}$$

Тиск на основу

$$p = \frac{\beta t}{2B_n l}(P_1\Psi_1 + P_2\Psi_2 ...)$$

Б.М.Брауде пропонував момент згину визначати як сумарний моментів в балці на пружній основі і в балці прольотом із защемленими кінцями

$$M = \frac{P}{4\beta} + \frac{Pe}{8} = \frac{P}{4\beta}(1 + \frac{\beta e}{2})$$

Якщо рейку встановити на полосу шириною B_n то формули (2), (3) будуть мати вигляд

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{kB_n}{EI}},$$

$$p = \frac{\beta}{2B_n}(P_1\Psi_1 + P_2\Psi_2)$$

Крім цього, момент інерції в цьому випадку визначається по формулі:

$$J = J_p + J_n$$

де J_p, J_n - моменти інерції відповідно для рейки і полоси.

Момент згину можна розподілити між рейкою і полосою пропорційно їх жорсткостям згину

$$M_p = \frac{J_p}{J} M, M_n = \frac{J_n}{J} M$$

Напруження згину в рейці

$$\sigma_p = \frac{M_p}{J_p} e = \frac{M}{J} e$$

Напруження згину в полосі

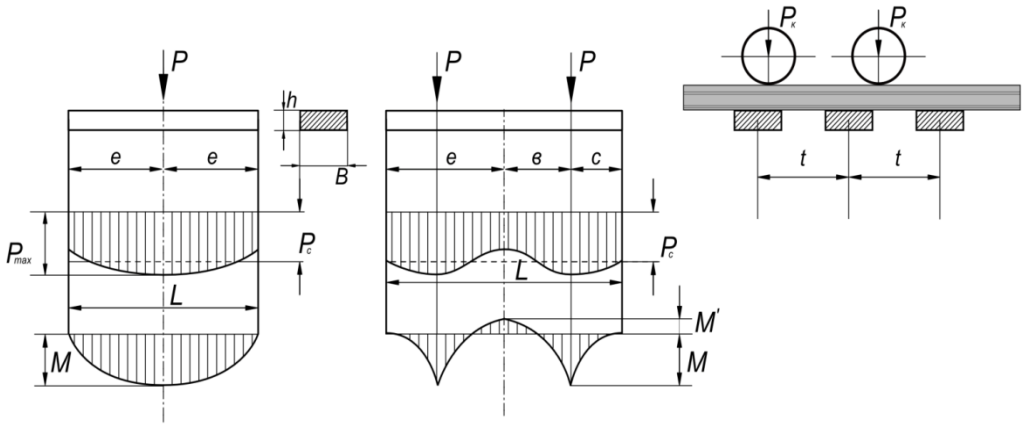
$$\sigma_n = \frac{M_n}{J_n} \cdot \frac{h}{2} = \frac{Mh}{2J}$$

Полоса згинається в поперечному напрямку моментом $M = \frac{pc^2}{2}$, який викликає напруження

$$\sigma_1 = \frac{6pc^2}{2h^2} = \frac{3pc^2}{h^2}$$

При шпальному шляху на баласті (рис.3) тиск шпали на баласт розподіляється нерівномірно, але при розмірах шпал, які звичайно приймаються, і великій їх кількості, приймають тиск рівномірним. Навантаження на шпали $P_h = pBL$.

Момент згину в шпалі при однорейковому шляху $M_h = \frac{P_h L}{8}$.



а) однорейковий шлях, б) дворейковий шлях

Рис.3 – Розрахункова схема

Fig. 3 – Calculation scheme

При двох рейковому шляху момент посередині шпали $M_h = \frac{P_h(c-b)}{2}$.

Момент під рейкою $M_{h1} = \frac{P_h c^2}{2l}$.

Якщо рейка вкладається на короткі шпали на бетонних або металевих балках динаміка руху зменшується. В цьому випадку модуль основи потрібно визначати не властивостями баласту, а пружними властивостями дерев'яних шпал. При цьому

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{l_{np} B E_h}{4hlEl}}$$

де E_h - модуль пружності шпали при поперечному тиску; l_{np} - приведена довжина шпали.

При металевих шпалах рейку можна розглядати як багато опорну балку. При відстані колеса $x = \alpha t$ від опори момент згину в рейці в перерізі під колесом

$$M = \frac{\alpha(1-\alpha)}{2}\left[1 + 2(\sqrt{3}-1)\cdot(1-\alpha)\right]Pt$$

Момент згину в перерізі над опорою

$$M = \frac{\alpha(1-\alpha)}{2}\left[1 - (\sqrt{3}-1)\alpha\right]pt$$

Навантаження шпали змінюється по закону

$$P_h = \left[1 - (\sqrt{3}-1)\alpha - (2-\sqrt{3})\alpha^3\right]P$$

При двохколісному візку з базою a змінення функції a/t момент згину в рейці і навантаження шпал видно на рис. 4.

Якщо рейка спирається на пояс двотаврової балки то податливість рейки приводе до згину рейки і поясу.

У випадку, коли рейки опираються на балки коробчастого перерізу діафрагми, які приварені до верхнього поясу, можна розглядати як нерухомі опори.

Порівняльні розрахунки для різних методів укладки рейкових колій на балках мосту наведені у таблиці 1.

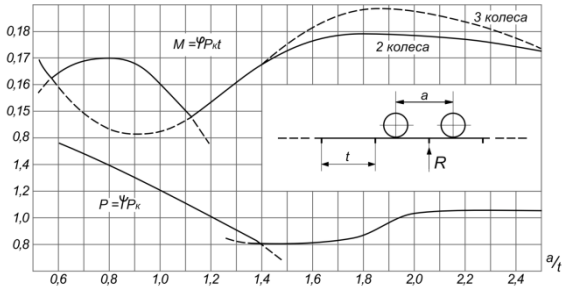


Рис.4. Навантаження у рейках на шпалах
Fig.4. Load in rails on sleepers

Таблиця 1.
Порівняльні розрахунки для різних методів укладки рейкових колій на балках мосту
Table 1.
Comparative calculations for different methods of laying rail tracks on bridge girders

Вид опори	M_{max}, Н·м	σ_{max}, МПа	P_{max}, МПа
Фундамент	18380	102	3,7
Смуга	10208,5	51,77	2,1
Прокладка	20534,5	114	3,15
Шпальний шлях на баласті	10625	59,2	2,0
Шпальний шлях на бетонних шпалах	2091	5	0,038
Шпальний шлях на металевих шпалах	6210	14,75	0,33
Двотаврова балка	2083	2,05	1,07
Коробчата балка	3156	1,12	0,707

Висновки

Згідно з розрахунковими даними, які представлені у таблиці 1, можна зробити висновок, що максимальні моменти згину виникають при встановлені рейки на прокладку, а мінімальні – на двотаврову балку. Максимальні напруження виникають також при встановлені рейок на прокладку, а мінімальні – при застосуванні коробчатої балки. Максимальні поперечні зусилля виникають при встановленні рейок на фундамент, а мінімальні при використовуванні шпального шляху на бетонних плитах.

Крім цього, як бачимо форма балки також має значний вплив на напруження. Так заміна двотаврової балки на коробчасту збільшує на 50% моменти згину, але зменшую майже вдвічі максимальні напруження і поперечне зусилля.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що конфлікту інтересів щодо публікації рукопису немає. Крім того, автори повністю дотримувались етичних норм, включаючи плагіат, фальсифікацію даних та подвійну публікацію

Список використаної літератури

1. Haniszewski T. Modeling the dynamics of cargo lifting process by overhead crane for dynamic overload factor estimation. *Journal of vibroengineering*. 2017. Vol. 19, Iss. 1, pp. 75–86. DOI https://doi.org/10.21595/jve.2016.17310.

2. Слепужніков Е. Д. Визначення динамічних навантажень при пересуванні вантажного візка мостового крана. *Машинобудування*. 2015. № 16. С. 34–37.

3. Romacevych Y., Loveikin V., Stekhno O. CLOSED-LOOP OPTIMAL CONTROL OF A SYSTEM „TROLLEY - PAYLOAD”. *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 81, Iss. 2, pp. 5–12.

4. On wheel rolling along the rail regime with longitudinal load / Franchuk V. P., Ziborov K. A., Krivda V. V., Fedoriachenko S. O. *Naukovyi Visnyk NHU*. 2017. № 3, pp. 62–67.

5. Markine V., Mashal A., Ren M. Effect of wheelail terface parameters on contact stability in explicit finite element analysis. *Proc IMechE, Part F: J Rail and Rapid Transit*. 2018. Vol. 232 (6), pp. 1879-1894. DOI: 10.1177/0954409718754941.

6. Josef Musilek. Dynamical Model for Determination of Horizontal Forces on Crane Runway during Motion of the Crane. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineerin*. 2019. № 603 052076.

7. Josef Musilek. Horizontal Forces on Crane Runway Caused by Skewing of the Crane. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineerin*. 2019. (471 052001).

8. Zelic A., Zuber N., Sostakov R. Experimental determination of lateral forces caused by bridge crane skewing during travelling. *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*. 2018. Vol. 20, No.1, pp. 90–99. http://dx.doi.org/10.17531/ein.2018. 1.12.

9.Фідровська Н. М., Перевозник І. А. Динамічні зусилля, які виникають при проходженні ходовим колесом через стик коліс. *Машинобудування.* Харків : УІПА, 2017. Вип. 20. С.67-70.

10..Фідровська Н. М., Перевозник І. А. Ударні навантаження при пересуванні мостових кранів. *Машинобудування*. Харків, 2018. Вип. 21. С. 43-45.

11. Шапран Е., Тасанг Е. Дослідження взаємодії колеса з рейкою методом акустичної емісії. *Машинознавство*. 2006. № 5 (107). С. 42-46.

Стаття надійшла для редакції 12.05.2025 Стаття рекомендована до друку 13.06.2025

[1] **I.A. PEREVOZNYK,** graduate student of the Department of Construction and Road Machinery
e-mail: igorperevoznyk1970@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2933-6873
[1]*Kharkiv National Automobile and Highway University*
Yaroslava Mudrogo str. 25,61002, Kharkiv, Ukraine

DETERMINATION OF LOADS ARISING DURING MOVEMENT OF TRAVELING WHEELS OF BRIDGE CRANES

Different working conditions and design features of individual lifting machines and crane paths cause a wide variety of mechanisms for moving cranes and crane trolleys. The movement resistance of the crane or trolley is formed when the wheels roll on the rails and in the wheel bearings.

During the operation of the crane, the running wheels are under the influence of various loads - the weight of the cargo, the crane's own weight, air pressure, the force of inertia and loads that occur when the cranes are skewed on the under-crane paths, when there are defects in the under-crane paths and the crane's undercarriage.

The dimensions of the rails must correspond to the loads and dimensions of the running wheels and are ensured by calculating them for bending and for local compression under the wheel. During the operation of the crane, the load on the running wheels sometimes varies widely. Its durability, reliability, ease of manufacture and maintenance largely depends on the structural form of the beam. The design of the closed profile gives the maximum increase in torsional stiffness. Tilting of a moving crane is the result of such reasons as slipping or slipping of the crane's drive wheels on the rails, differences in the diameters of the drive wheels, incorrect installation of the wheels, and defects in the crane paths. Impact loads that occur during the movement of the running wheels occur in two cases: when the cranes hit the end stops and when passing the joints of the rail path and local irregularities. In order to reduce shock loads, modern cranes and cargo trolleys have buffers when they approach the end stops, which allow to extend the working stroke of the crane Impact loads that occur during the movement of the running wheels occur in two cases: when the cranes hit the end stops and when passing the joints of the rail path and local irregularities. In order to reduce shock loads, modern cranes and cargo trolleys have buffers when they approach the end stops, which allow to extend the working stroke of the crane and increase the reliability and safety of crane operation. The choice of the type of running rail is related to the amount of load on the running wheels and the design features of the movement mechanism - conical running wheels can move only on a convex rail, cylindrical wheels - on both convex and flat rails. The wear and tear of the elements of the under-crane path leads to the failure of the metal structures of the under-crane beams, which causes significant economic losses. The transition in crane structures from riveted under-crane beams, which had discrete belt connections with defined mobility to welded beams with a rigid system of belt connections without structural compensation of mobility, led to a significant decrease in the durability of welded beams.

The local stress state of the wall in the welded crane girders, which determines the fatigue strength in this zone, can only be adjusted using the crane rail. But the operation of the under-crane path has not been properly investigated until now. Possible deformations of both the running wheels themselves and the rail tracks depend to a large extent on the height and nature of the rail joint, the shape of the rail and the speed of the running wheels. In the article, a more precise definition of the loads that occur in the under-rail beams was carried out, some assumptions were rejected and new calculation formulas were obtained. In addition, an analysis of the influence of the method of installing rails on the value of force factors was carried out.

KEY WORDS: load, running wheel, beam, sleeper, movement mechanism, bending moment, elasticity.
In cites: I.A. Perevoznyk (2025). Determination of loads arising during movement of traveling wheels of bridge cranes. *Engineering*, (35), 46-53. https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-05 (in Ukraine)

Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of the manuscript. In addition, the authors fully complied with ethical standards, including plagiarism, data falsification, and double publication.

References

1. Haniszewski, T 2017, 'Modeling the dynamics of cargo lifting process by overhead crane for dynamic overload factor estimation', *Journal of vibroengineering*, Vol. 19, Iss. 1, pp. 75–86. DOI https://doi.org/10.21595/ jve.2016.17310.

2. Slepuzhnikov, ED 2015, 'Vyznachennia dynamichnykh navantazhen pry peresuvanni vantazhnoho vizka mostovoho krana' [Determination of dynamic loads when moving a cargo trolley of an overhead crane.], *Mashynobuduvannia*, № 16, Pp. 34–37. (in Ukraine)

3. Romacevych, Y, Loveikin, V & Stekhno, O 2019, 'CLOSED-LOOP OPTIMAL CONTROL OF A SYSTEM „TROLLEY - PAYLOAD"', *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*, Vol. 81, Iss. 2, pp. 5–12. (in Ukraine)

4.Franchuk, VP, Ziborov, KA, Krivda, VV & Fedoriachenko, SO 2017, 'On wheel rolling along the rail regime with longitudinal load', *Naukovyi Visnyk NHU*, № 3, pp. 62–67. (in Ukraine)

5. Markine, V, Mashal, A & Ren, M 2018, 'Effect of wheelail terface parameters on contact stability in explicit finite element analysis', *Proc IMechE, Part F: J Rail and Rapid Transit*, Vol. 232 (6), pp. 1879-1894. DOI: 10.1177/0954409718754941.

6. Musilek, J 2019, 'Dynamical Model for Determination of Horizontal Forces on Crane Runway during Motion of the Crane', *IOP Conference Series: Materials Science and Engineerin*, (603 052076

7. Musilek, J 2019, 'Horizontal Forces on Crane Runway Caused by Skewing of the Crane', *IOP Conference Series: Materials Science and Engineerin*, (471 052001).

8. Zelic, A, Zuber, N & Sostakov, R 2018, 'Experimental determination of lateral forces caused by bridge crane skewing during travelling', *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*, Vol. 20, No.1, pp. 90–99, DOI: http://dx.doi.org/10.17531/ein.2018. 1.12.

9. Fidrovska, NM & Perevoznyk, IA 2017. 'Dynamichni zusyllia, yaki vynykaiut pry prokhodzhenni khodovym kolesom cherez styk kolis' [Dynamic forces that arise when the running wheel passes through a drain.], *Mashynobuduvannia*, Iss. 20, Pp. 67-70. (in Ukraine)

10.. Fidrovska, NM & Perevoznyk, IA 2018, 'Udarni navantazhennia pry peresuvanni mostovykh kraniv' [Shock loads when moving overhead cranes], *Mashynobuduvannia*, Iss. 21, Pp. 43-45. (in Ukraine)

11. Shapran, E & Tasanh, E 2006, 'Doslidzhennia vzaiemodii kolesa z reikoiu metodom akustychnoi emisii' [Research on the interaction of the wheel with the rail using the acoustic emission method.], *Mashynoznavstvo*, no 5 (107), Pp. 42-46. (in Ukraine)

The article was received by the editors 05/12/2025
The article is recommended for printing 06/13/2025

DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-06
УДК 629.01

[1] **О.С.ПИСАРЦОВ,** кандидат технічних наук
старший викладач кафедри автомобілів ім.А.Б.Гредескула
e-mail: alex.pisartsov@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0000-0003-4661-5441
[1] *Харківський національний автомобільно-дорожній університет*
вул. Ярослава Мудрого 25, м. Харків, 61002

ЗАЛЕЖНІСТЬ ВПЛИВУ ТИСКУ НА ОПОРНУ ПОВЕРХНЮ ВІД ТИСКУ В ЗИМОВІЙ ШИНІ TRIANGLE SNOWLINK PL01 ТИПОРОЗМІРУ 225/55 R18

У процесі вивчення впливу внутрішнього тиску в шинах транспортних засобів категорії M_1 на параметри взаємодії з опорною поверхнею було встановлено, що дослідження сучасних типорозмірів шин досі не проводилися. Враховуючи актуальність цього питання для підвищення прохідності автомобілів загальної прохідності під час руху по пересіченій місцевості, було ініційовано відповідне експериментальне дослідження.

У межах даної роботи досліджено взаємозв'язок між внутрішнім тиском у зимових шинах Triangle Snowlink PL01 типорозміру 225/55 R18 та тиском, який створює транспортний засіб на опорну поверхню. Питання оптимізації тиску в шинах є критично важливим для забезпечення підвищеної прохідності, зниження навантаження на дорожнє покриття та покращення керованості, особливо в умовах експлуатації на м'яких або нерівних поверхнях (пісок, сніг, болото тощо).

У дослідженні також розглянуто шляхи впливу на тиск, який чинить автомобіль на опорну поверхню, та запропоновано практичні заходи, спрямовані на підвищення прохідності. Метою дослідження було визначення характеру залежності між зміною внутрішнього тиску в шинах та відповідною зміною тиску на опорну поверхню.

Натурні експериментальні дослідження проводилися згідно з розробленим алгоритмом на транспортному засобі категорії M_1 з підвищеними позашляховими характеристиками – Opel Grandland 1.5 BHDi. Випробування виконувалися на рівній бетонній поверхні за умов встановлення зимових шин Triangle Snowlink PL01 типорозміру 225/55 R18.

Результати експерименту показали, що зниження тиску в шинах із 2,2 до 1,5 атм призводить до зменшення тиску на опорну поверхню з 1,39 до 1,07 кг/см². Це свідчить про потенційне покращення прохідності транспортного засобу. У дослідженні проаналізовано механізм впливу маси автомобіля та площі контакту шини з опорною поверхнею на величину контактного тиску. Встановлено наявність майже обернено пропорційної залежності між тиском у шинах і тиском на опорну поверхню.

У статті подано графічні та аналітичні залежності, що обґрунтовують доцільність зниження тиску в шинах при експлуатації транспортних засобів у складних дорожніх умовах. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні колісних транспортних засобів, а також у практиці їх експлуатації на бездоріжжі.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: *тиск на опорну поверхню, тиск у шині, площа плями контакту, прохідність, шини.*

Як цитувати: О. Писарцов. (2025). Залежність впливу тиску на опорну поверхню від тиску в зимовій шині triangle snowlink PL01 типорозміру 225/55 R18. *Машинобудування*. 2025 Вип 35 С. 54-64. DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-06

Вступ

Одним із найпростіших та технічно доступних методів зниження контактного тиску без потреби у конструктивному втручанні в транспортний засіб є регулювання внутрішнього тиску в пневматичних шинах. Зменшення тиску в шині призводить до збільшення площі плями контакту шини з опорною поверхнею, що, у свою чергу, забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження. Це дозволяє суттєво знизити питоме навантаження на ґрунт або дорожнє покриття, зменшуючи ймовірність його

© О. Писарцов, 2025

Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0)

руйнування та покращуючи тягово-зчіпні властивості коліс.

Такий підхід є особливо актуальним для транспортних засобів, що експлуатуються у складних дорожніх умовах, зокрема на пухких, вологих або слабонесучих ґрунтах, де ризик втрати зчеплення та виникнення пробуксовки значно зростає. Зниження тиску в шинах дозволяє зменшити глибину колійності, знизити рівень буксування, а також покращити керованість і стійкість автомобіля при русі по бездоріжжю.

Застосування цієї методики має важливе значення не лише в контексті підвищення мобільності та прохідності легкових автомобілів загальної прохідності, а й для спеціалізованих транспортних засобів: сільськогосподарської техніки, лісогосподарських машин, військової техніки, аварійно-рятувальних автомобілів тощо.

У цих випадках можливість адаптації параметрів шин до умов місцевості прямо впливає на ефективність виконання поставлених завдань.

Більше того, оптимізація тиску в шинах розглядається як елемент активного керування динамікою транспортного засобу та може бути реалізована у вигляді автоматизованих систем централізованого регулювання тиску. Такі системи вже знаходять застосування в сучасних автомобілях підвищеної прохідності, що свідчить про перспективність і технічну доцільність подальших досліджень у цьому напрямі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

У межах дослідження впливу внутрішнього тиску в шинах на величину тиску, що чиниться транспортним засобом на опорну поверхню, а також суміжних питань, вагомий внесок зробили як вітчизняні, так і зарубіжні науковці та дослідницькі установи. Проблематика взаємозв’язку між тиском у шинах, площею контакту колеса з опорною поверхнею та навантаженням, що передається на неї, набула широкого висвітлення у науковій літературі [1–16] та продовжує залишатися актуальною у контексті підвищення ефективності роботи транспортних засобів у різних дорожніх умовах.

Більшість дослідників сходяться на думці, що зниження внутрішнього тиску в пневматичних шинах сприяє збільшенню площі контактної плями, що, відповідно, призводить до зменшення питомого тиску на опорну поверхню та покращення прохідності автомобіля. Такий ефект є критично важливим під час руху по м’яких або нестійких ґрунтах, де висока концентрація навантаження може призвести до значного просідання коліс і втрати зчеплення.

У роботах [3, 7] наголошується на існуванні майже лінійної залежності між навантаженням на колесо, внутрішнім тиском у шині та розміром плями контакту. Це дає змогу створювати математичні моделі для прогнозування змін у характеристиках взаємодії "шина–дорога" за різних режимів експлуатації. У дослідженнях [15, 16] увагу зосереджено на детальному аналізі розподілу тиску в зоні контакту шини з поверхнею. Зокрема, доведено, що такі параметри, як форма протектора, жорсткість боковин та конструктивні особливості шини, відіграють ключову роль у формуванні характеру контактної взаємодії.

Комплексний аналіз сучасних експериментальних, чисельних та аналітичних досліджень дозволяє стверджувати, що регулювання тиску в шинах є не лише ефективним засобом підвищення прохідності, але й важливим інструментом зменшення навантаження на дорожнє покриття, підвищення енергоефективності транспортного засобу, оптимізації керованості та поліпшення умов експлуатації в цілому. Однак, як зазначають автори більшості робіт, практична реалізація вказаних підходів вимагає адаптації результатів до конкретних моделей транспортних засобів, їхніх масогабаритних характеристик, конструкцій шин та реальних умов експлуатації.

Постановка проблеми

Забезпечення належної прохідності транспортного засобу в умовах експлуатації по нестабільних або слабонесучих поверхнях (сніг, пісок, болото, ґрунт тощо) є важливим завданням сучасної транспортної інженерії. Одним із ключових чинників, що впливають на тягово-зчіпні властивості автомобіля, є контактний тиск на опорну поверхню, який, у свою чергу, залежить від внутрішнього тиску в пневматичних шинах і площі їх контакту з дорогою.

Попри наявність ряду досліджень, присвячених впливу тиску в шинах на експлуатаційні характеристики транспортних засобів, більшість із них орієнтовані на загальні закономірності або виконані на застарілих типорозмірах шин, що не враховують конструктивних і матеріальних особливостей сучасної колісної продукції. У контексті підвищення ефективності експлуатації легкових автомобілів загальної прохідності в умовах бездоріжжя чи зниженого зчеплення, недостатньо дослідженим залишається кількісний аспект взаємозв'язку між внутрішнім тиском у шинах і величиною тиску на опорну поверхню саме для актуальних типорозмірів зимових шин.

Крім того, недостатньо висвітленим є практичний аспект: наскільки зміна тиску в шинах може реально вплинути на прохідність транспортного засобу при русі по рівних, але потенційно слизьких або м'яких поверхнях

Це потребує проведення натурних експериментальних досліджень з метою уточнення існуючих теоретичних положень і формування практичних рекомендацій для експлуатації автомобілів у складних дорожніх умовах.

Метою даного дослідження є встановлення кількісної залежності між внутрішнім тиском у пневматичних шинах і тиском, який чинить транспортний засіб на опорну поверхню, а також проведення оцінки впливу варіацій тиску в шинах на потенційну прохідність автомобіля в умовах експлуатації на рівному дорожньому покритті.

Викладення основного матеріалу

Тиск на опорну поверхню є інтегральною характеристикою, що визначає величину нормального навантаження на одиницю площі контакту опорних елементів (коліс або гусениць) із ґрунтом або дорожнім покриттям. Цей параметр розраховується як відношення маси транспортного засобу (чи його навантаженої частини) до сумарної площі контакту з опорною поверхнею. Його величина безпосередньо впливає на тягові властивості, стійкість і прохідність транспортного засобу, особливо в умовах м'яких або слабонесучих ґрунтів.

Для зниження тиску на опорну поверхню з метою підвищення прохідності можливе застосування кількох інженерних підходів:

1. Зменшення маси транспортного засобу. Зниження ваги автомобіля або трактора сприяє зменшенню питомого навантаження, що запобігає надмірному зануренню коліс чи гусениць у м'який ґрунт і знижує ризик втрати зчеплення.

2. Збільшення площі контакту. Досягається шляхом застосування шин збільшеного діаметра та ширини або переходу до гусеничних рушіїв. Це забезпечує рівномірніший розподіл навантаження по поверхні та зменшує тиск на одиницю площі.

3. Регулювання внутрішнього тиску в шинах. Зниження тиску в пневматичних шинах веде до збільшення площі контактної плями, що покращує зчеплення з поверхнею, особливо на сипких, вологих або засніжених ділянках. Цей підхід є одним із найефективніших та найменш ресурсоємних у реалізації.

Практичні заходи для підвищення прохідності транспортного засобу включають:

- Використання шин низького тиску або гусеничних рушіїв для збільшення площі контакту;
- Оптимізацію вагових характеристик шляхом полегшення конструкції або зменшення корисного навантаження;
- Впровадження систем централізованого або автоматичного регулювання тиску в шинах, що дозволяє

адаптувати характеристики шин до змінних умов рельєфу та типу покриття.

Мінімізація тиску на опорну поверхню є одним із ключових критеріїв під час проєктування позашляхових транспортних засобів, гусеничної техніки та мобільної інженерної техніки, що призначена для експлуатації на слабких несучих основах — таких як сипкі піски, заболочені ділянки або снігові покриви. У таких умовах точкове надмірне навантаження призводить до глибокого занурення опорних елементів у ґрунт, що викликає суттєве зниження коефіцієнта зчеплення і втрату тягових характеристик.

У зв’язку з цим виникає необхідність конструктивної оптимізації ходової частини, зокрема шляхом досягнення максимально можливої площі контакту при збереженні допустимих вагових параметрів. Раціональне поєднання масогабаритних характеристик, геометрії шин або гусениць і адаптивного регулювання тиску в шинах дозволяє забезпечити ефективне функціонування транспортного засобу в складних дорожньо-кліматичних умовах.

$$P = \frac{F}{A}$$

де P – тиск; F – вага, що діє на опорну поверхню; A – площа плями контакту, через яку передається навантаження на опорну поверхню.

Таким чином, на величину тиску на опорну поверхню визначальний вплив мають два основні чинники — маса транспортного засобу та геометричні характеристики площі контакту коліс або гусениць із поверхнею. Зі збільшенням маси тиск на опорну поверхню зростає прямо пропорційно, тоді як розширення площі контакту, навпаки, веде до зменшення питомого тиску. З цієї закономірності випливає інженерна доцільність використання гусеничних рушіїв або пневматичних шин зі зниженим внутрішнім тиском — таких, що сприяють збільшенню площі контактної плями. Це дозволяє зменшити навантаження на опорну поверхню, тим самим знижуючи ризик просідання коліс у м’яких або слабонесучих ґрунтах, покращуючи тягові властивості та прохідність техніки.

Регулювання тиску на опорну поверхню, таким чином, може здійснюватися двома основними способами:

- зменшенням маси транспортного засобу;
- збільшенням ефективної площі контакту з поверхнею, зокрема шляхом коригування внутрішнього тиску в шинах.

Однак більшість існуючих досліджень зосереджені переважно на великогабаритній спецтехніці, сільськогосподарських машинах або транспорті військового призначення. У той час недостатньо уваги приділено впливу тиску в шинах на тиск на опорну поверхню у випадку легкових автомобілів загального призначення категорії M_1, особливо – з урахуванням сучасних типорозмірів шин.

Ця прогалина у науково-прикладному аналізі і стала підґрунтям для постановки завдання даного дослідження, основною метою якого є кількісна оцінка впливу внутрішнього тиску в шинах на тиск, який чиниться автомобілем на опорну поверхню, а також визначення потенціалу підвищення прохідності транспортного засобу категорії M_1 шляхом регулювання тиску в шинах.

Дослідження проводилося на рівній бетонній поверхні, на автомобілі Опель Grandland 1,5 BHDi (рис.1).

Рис. 1 – Тиск на опорну поверхню транспортного засобу категорії M_1
Fig. 1 – Pressure on the supporting surface of a vehicle of category M_1

Шини встановлені на даному транспортному засобі категорії M_1 моделі Triangle Snowlink типорозміру 225/55 R18 мають наступні технічні характеристики:

- Бренд: Triangle
- Сезон: зимові
- Тип Т/З: легковий
- Ширина: 225
- Профіль: 55
- Діаметр: R18
- Індекс швидкості: V - до 170 км/год
- Індекс навантаження: 102 - до 850 кг
- Модель: Snowlink PL01
- Тип протектору: Спрямований
- Економія палива: C+
- Зчеплення на мокрій поверхні: D
- Рівень шуму:72 dB
- Типорозмір:225/55 R18

Методика проведення натурного експериментального дослідження

Дослідження виконувалося за наступним алгоритмом:

1. Підготовка контактної поверхні: Колесо автомобіля спеціально забруднювалося фарбою або іншим контрастним матеріалом для чіткого відображення відбитка протектора на контрольних аркушах.

2. Підготовка аркушів: Під кожне колесо – переднє та заднє – підкладалися чисті аркуші паперу.Фіксація відбитків: Автомобіль обережно наїжджав на паперові аркуші, після чого за допомогою лінійки визначалися граничні точки контакту коліс з аркушами, а також наносилися контрольні лінії для позначення передньої та задньої межі плями контакту.

3. Зняття автомобіля: Після фіксації відбитків автомобіль з'їжджав з аркушів.

4. Зміна тиску: Колеса накачувалися до наступного заданого значення внутрішнього тиску.

5. Повторення циклу: Всі вищенаведені кроки повторювалися для кожного нового значення тиску.

У ході експерименту отримані відбитки плям контакту коліс із поверхнею були сфотографовані. За допомогою графічного редактора зображення масштабувалися відповідно до реальних розмірів відбитків. Далі на цифрові копії наносилися фактичні геометричні параметри плям контакту, що забезпечувало точне визначення площі контакту (рис. 2).

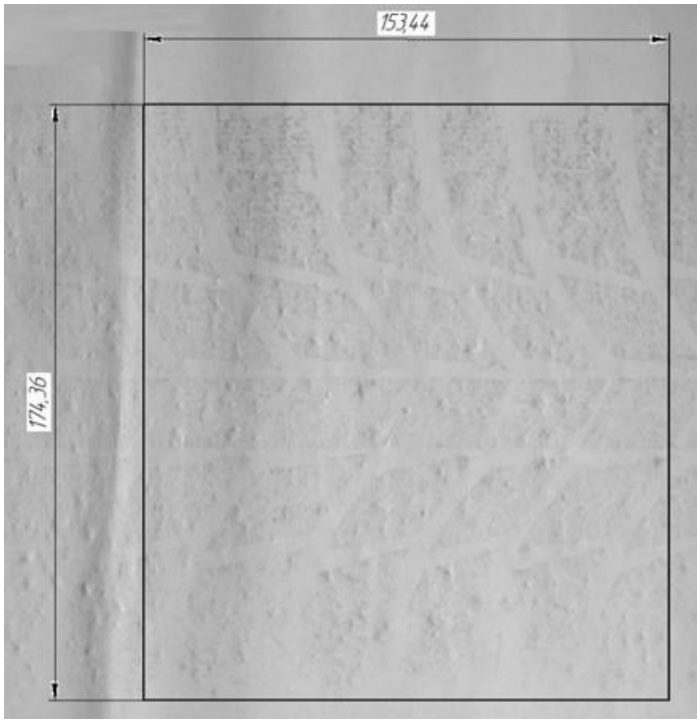


Рис. 2 – Приклад відбитка плями контакту колеса
Fig. 2 – Example of a wheel contact patch print

Отримані дані площі контактних плям використовувалися для подальшого розрахунку тиску транспортного засобу на опорну поверхню при різних значеннях внутрішнього тиску в шинах.

Вимірювання площі плями контакту проводилися окремо для коліс, розташованих на передній та задній осях автомобіля. Такий підхід зумовлений тим, що центр ваги транспортного засобу зміщений відносно геометричної осі, що призводить до неоднакових навантажень на передню та задню осі. Відповідно, площі контактних плям передніх і задніх коліс мають відмінності, що необхідно враховувати для точного визначення сумарної площі контакту.

Після отримання індивідуальних площ контактних плям кожного колеса проводився їх аналіз: площі контактів передніх та задніх коліс підсумовувалися між собою. Для визначення загальної площі контакту шин з опорною поверхнею усіх коліс транспортного засобу отриману сумарну площу множили на два, оскільки виміри проводилися на одній стороні автомобіля, і симетрія колісної бази дозволяє екстраполювати результати на протилежну сторону.

Цей метод забезпечує більш точне та надійне визначення ефективної площі контакту, яка є ключовим параметром для подальших розрахунків тиску, що чиниться транспортним засобом на опорну поверхню.

Визначення площі плями контакту є важливою частиною дослідження, оскільки саме ця величина напряму впливає на тиск на ґрунт і, відповідно, на прохідність автомобіля.

Заключним етапом дослідження стало розрахункове визначення питомого тиску транспортного засобу на опорну поверхню при різних значеннях внутрішнього тиску в шинах. Розрахунок здійснювався за формулою, яка враховує загальну масу автомобіля з урахуванням прискорення вільного падіння та сумарну площу контактної плями. Такий підхід дозволяє кількісно оцінити, як зміна внутрішнього тиску в шинах впливає на розподіл навантаження на опорну поверхню і, як наслідок, на прохідність автомобіля.

Усі отримані експериментальні дані були систематизовані, занесені до таблиць і підготовлені для подальшого графічного та аналітичного аналізу. Це дозволяє не лише візуалізувати залежності, а й зробити обґрунтовані висновки щодо оптимальних значень тиску в шинах для підвищення ефективності руху в різних дорожніх умовах.

Таблиця 1.

Результати випробувань та розрахунків

Table 1.

Test and calculation results

Тиск у шині	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2	2,1	2,2
Площа контакту переднього колеса	408,46	391,89	374,49	358,2	340,91	323,61	306,82	292,0
Площа контакту заднього колеса	320,4	309,98	300,37	291,68	283,84	277,57	272,78	267,54
Площа контакту чотирьох колес автомобіля	1457,73	1403,73	1349,72	1299,75	1249,51	1202,35	1159,19	1119,08
Тиск на опорну поверхню автомобіля	1,07	1,11	1,15	1,19	1,24	1,29	1,34	1,39

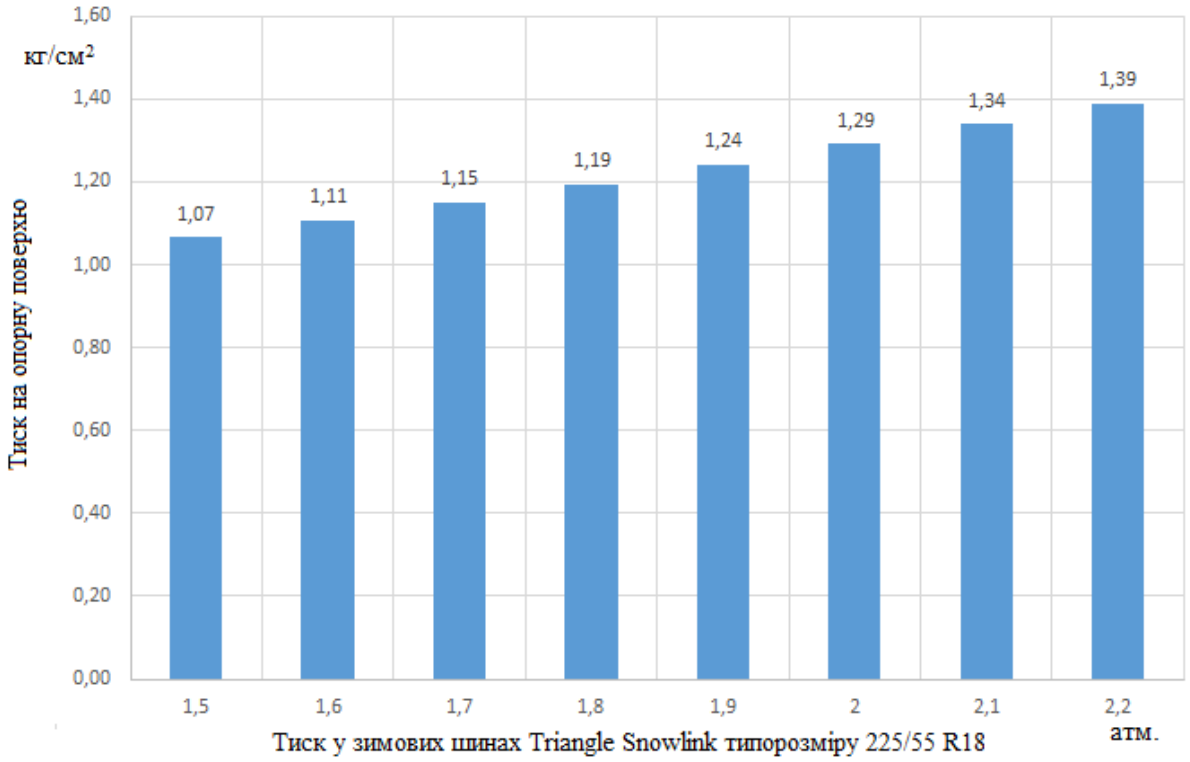


Рис. 3 – Тиск транспортного засобу категорії M_1 на опорну поверхню при різному тиску у шинах Triangle Snowlink типорозміру 225/55 R18

Fig. 3 – Pressure of a vehicle of category M_1 on the supporting surface at different pressures in Triangle Snowlink tires of size 225/55 R18

У результаті проведеного дослідження було побудовано графік залежності між внутрішнім тиском у літніх шинах та питомим тиском, який чинить транспортний засіб категорії M_1 на опорну поверхню.

Отримана залежність дозволяє наочно продемонструвати вплив зміни тиску в шинах на величину контактного навантаження. Згідно з результатами, спостерігається виражена тенденція до зниження тиску на опорну поверхню зі зменшенням внутрішнього тиску в шинах.

Це підтверджує ефективність регулювання тиску в шинах як практичного засобу підвищення прохідності транспортного засобу, зокрема при русі по м'яких або нестабільних типах покриття.

Висновки

Згідно з діаграмою, представленою на рисунку, встановлено чітко виражену залежність між внутрішнім тиском у шинах та тиском, який чинить транспортний засіб на опорну поверхню. Зменшення тиску в шинах з 2,2 атмосфери (що відповідає рекомендованому значенню для автомобіля категорії M_1 – Opel Grandland 1.5 BHDi) до 1,6 атмосфери зумовлює зниження питомого тиску на опорну поверхню з 1,39 кг/см² до 1,07 кг/см². Така тенденція демонструє підвищення адаптивних властивостей транспортного засобу до умов експлуатації на м'яких, малонесучих або нерівних типах ґрунтів, що, у свою чергу, сприяє покращенню його прохідності.

Аналіз отриманих результатів дозволяє стверджувати про наявність майже обернено пропорційної залежності між внутрішнім тиском у шинах і тиском на опорну поверхню. Така закономірність обґрунтовує доцільність впровадження систем автоматичного регулювання тиску в шинах для транспортних засобів, що працюють в умовах змінного рельєфу чи нестійкого дорожнього покриття.

Перспективами подальших досліджень є подальший розвиток цієї тематики доцільно спрямувати на комплексне вивчення впливу додаткових чинників, зокрема типу та конструкції шин, їх геометричних параметрів (ширини, діаметра, профілю), властивостей дорожнього покриття, температурних умов експлуатації, а також динамічних режимів руху на формування контактної плями та рівень тиску на опорну поверхню. Особливу увагу доцільно приділити моделюванню змін контактних характеристик у реальному часі з використанням сучасних чисельних методів та засобів комп'ютерного моделювання.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що конфлікту інтересів щодо публікації рукопису немає. Крім того, автори повністю дотримувались етичних норм, включаючи плагіат, фальсифікацію даних та подвійну публікацію.

Список використаної літератури

1. Samuel K. Clark. Mechanics of Pneumatic Tires : monograf. Washington, 1971. 853 p. URL: https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/Legacy/MONO/nbsmonograph122.pdf

2. Smith D.L.O., Dickson J.W. Contributions of vehicle weight and ground pressure to soil compaction, *Journal of Agricultural Engineering Research*. 1990. Vol. 46. Pp. 13-29. DOI: https://doi.org/10.1016/S0021-8634(05)80110-6

3. A Study on the Contact Characteristics of Tires–Roads Based on Pressure-Sensitive Film Technology / Chen B., Ding P., Wei G., Xiong C., Wang F., Yu J., Yu, H., Zou Y. *Materials.* 2023, *16,* 6323. DOI: https://doi.org/10.3390/ma16186323

4. Arriaga F., Luck B., Siemering G. Managing Soil Compaction at Planting and Harvest (A4158). URL : https://learningstore.extension.wisc.edu/products/managing-soil-compaction-at-planting-and-harvest-p1883 (date of application: 23 June 2025)

5. Clemson/Michelin study impact of tyre pressure on soil compaction in South Carolina. *Direct driller magazine, The Future of Your Soils*. 2024. Iss. 25. URL : https://directdriller.com/clemson-michelin-study-impact-of-tyre-pressure-on-soil-compaction-in-south-carolina/ (date of application: 23 June 2025)

6. Parker Williams, Brian Luck, Francisco Arriaga, Dennis Hancock, Jessica Drewry. How much ground pressure am I applying with my different tire and vehicle configurations? 2020. URL : https://cdn.shopify.com/s/files/1/0145/8808/4272/files/A4181.pdf (date of application: 23 June 2025)

7. Douglas R., Woodward D., Woodside A. OBE Road contact stresses and forces under tires with low inflation pressure. *Canadian Journal of Civil Engineering*. February 2011. URL : https://www.researchgate.net/publication/237188591_Road_contact_stresses_and_forces_under_tires_with_low_inflation_pressure (date of application: 23 June 2025)

8. Duiker S. Avoiding Soil Compaction. Penn State Extension. 2004. URL : https://extension.psu.edu/avoiding-soilcompaction (date of application: 23 June 2025)

9. Vermeulen G. D., Perdok U. D. Chapter 19 - Benefits of Low Ground Pressure Tyre Equipment. *Developments in Agricultural Engineering*. 1994. Vol. 11. Pp. 447-478. DOI: https://doi.org/10.1016/B978-0-444-88286-8.50027-1

10. Prediction of aspects of soil-wheel systems / A.J. Koolen, P. Lerink, D.A.G. Kurstjens, J.J.H. van den Akker. *Soil and Tillage Research*. 1992. Vol. 24, Iss. 4. DOI: https://doi.org/10.1016/0167-1987(92)90120-Z

11. Measurement of Contact Patch Pressure Behaviors in High-Speed Dynamic Conditions / Marco Furlan, Matthew Strang, Mateo Gladstone, Henning Olsson. *Tire Science and Technology*. 2025, 1 January. no 53 (1). Pp. 2–13. doi: https://doi.org/10.2346/789802

12. Mehari Z. Tekeste, Thomas R. Way, Wayne Birkenholz. Sally Brodbeck. *Journal of the ASABE*. 2023. No 66(1). Pp. 75-84. URL : https://elibrary.asabe.org/abstract.asp?aid=53760 (date of application: 23 June 2025)

13. Costanzi M., Rouillard V., Cebon D. Effects of tire contact pressure distribution on the deformation rates of pavements. *9th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions. International Forum for Road Transport Technology, February 2019*. URL : https://www.researchgate.net/publication/237260941_Effects_of_tire_contact_pressure_distribution_on_the_deformation_rates_of_pavements (date of application: 23 June 2025)

14. Van N. V., Matsuo T., Kuomoto T., Inaba, Shigeki. Effects of tire inflation pressure on soil contact pressure and rolling resistance of farm tractors. *Bull Fac Agr Saga Univ January*. 2008. URL : https://www.researchgate.net/publication/292697477_Effects_of_tire_inflation_pressure_on_soil_contact_pressure_and_rolling_resistance_of_farm_tractors (date of application: 23 June 2025)

15. Effect of Tire Inflation Pressure on Rolling Resistance, Contact Patch Area and Braking Distanc / Ishan P. Mehta, Sudhendunath N. Pande, Mayank B. Patel, Gurpritsingh T. Virdi. *International Journal of Science Technology & Engineering*. 2017. Vol. 3, Iss. 10. URL : https://www.academia.edu/35691809/Effect_of_Tire_Inflation_Pressure_on_Rolling_Resistance_Contact_Patch_Area_and_Braking_Distance (date of application: 23 June 2025)

16. What happens in the tire contact area? / Marzieh Salehi, Jacques W.M. Noordermeer (Contributor), Louis A.E.M. Reuvekamp, Anke Blume. *Tire Technology Expo*. 2020.

17. Писарцов О. С. Дослідження тиску на опорну поверхню транспортного засобу категорії M_1 на прикладі «Опель Grandland 1,5 BHDI». *Сучасне автомобілебудування, автотехнічна експертиза, експлуатація автомобільного транспорту та підготовка фахівців галузі транспорт : міжнар. наук.-практ. конф. до Дня автомобіліста та дорожника* (22-23 жовтня 2024 р.). Харків : ХНАДУ, 2024.

Стаття надійшла для редакції 21.05.2025 Стаття рекомендована до друку 23.06.2025

[1]PYSARTSOV O, PhD
Senior Lecturer Departament of Automobiles named after A. B. Gredeskul,
e-mail: alex.pisartsov@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0000-0003-4661-5441
[1]Kharkiv National Automobile and Highway University
Yaroslava Mudrogo str. 25,61002, Kharkiv, Ukraine

DEPENDENCE OF GROUND PRESSURE ON INTERNAL PRESSURE IN WINTER TIRES TRIANGLE SNOWLINK SIZE 225/55 R18

In the course of studying the influence of internal tire pressure in M1 category vehicles on their interaction with the supporting surface, it was established that no in-depth research has yet been conducted for modern tire sizes. Considering the relevance of this issue for improving the off-road performance of general-purpose vehicles when driving on rough terrain, a corresponding experimental study was initiated.

This study investigates the relationship between the internal pressure of Triangle Snowlink winter tires in size 225/55 R18 and the pressure exerted on the supporting surface by the vehicle. Optimizing tire pressure is crucial for increasing vehicle mobility, reducing the load on the road infrastructure, and improving handling, especially when driving on soft or uneven surfaces (such as sand, snow, or mud).

The research also considers methods for influencing the pressure exerted by the vehicle on the supporting surface and proposes practical measures aimed at improving off-road performance. The main goal of the study was to determine the nature of the dependence between changes in internal tire pressure and the corresponding changes on the supporting surface pressure.

The field experiments were conducted according to a defined methodology using an M1 category vehicle with improved off-road capabilities — the Opel Grandland 1.5 BHDi. The tests were performed on a flat concrete surface using winter tires Triangle Snowlink size 225/55 R18.

The experimental results demonstrated that reducing tire pressure from 2.2 atm to 1.5 atm leads to a decrease in ground pressure from 1.39 to 1.07 kg/cm². This indicates a potential improvement in the vehicle's off-road capability. The study analyzed the mechanism by which vehicle mass and tire contact area influence on the supporting surface. An almost inverse proportional relationship was observed between internal tire pressure and the supporting surface.

The paper presents graphical and analytical dependencies that justify the feasibility of reducing tire pressure when operating vehicles under difficult road conditions. The findings may be useful in the design of wheeled vehicles and in their practical use in off-road environments.

KEYWORDS: supporting surface pressure, tire pressure, contact patch area, off-road mobility, tires.

In cites: Pysartsov O. (2025). Dependence of ground pressure on internal pressure in winter tires Triangle Snowlink size 225/55 R18. *Engineering*, (35), 54-64. https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-06
(in Ukraine)

Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of the manuscript. In addition, the authors fully complied with ethical standards, including plagiarism, data falsification, and double publication.

References

1. Samuel K. Clark 1971, *Mechanics of Pneumatic Tires*, Washington.

2. Smith, DLO, Dickson, JW 1990, 'Contributions of vehicle weight and ground pressure to soil compaction', *Journal of Agricultural Engineering Research*, Vol. 46, Pp. 13-29, DOI: https://doi.org/10.1016/S0021-8634(05)80110-6

3. Chen, B, Ding, P, Wei, G, Xiong, C, Wang, F, Yu, J, Yu, H & Zou, Y 2023, 'A Study on the Contact Characteristics of Tires–Roads Based on Pressure-Sensitive Film Technology', *Materials*, no *16*, 6323, DOI: https://doi.org/10.3390/ma16186323

4. Arriaga, F, Luck, B & Siemering G 2018, *Managing Soil Compaction at Planting and Harvest* (A4158). Madison, WI: UW–Madison Division of Extension viewed June 23, 2025 < https://learningstore.extension.wisc.edu/products/managing-soil-compaction-at-planting-and-harvest-p1883>

5. 2024, 'Clemson/Michelin study impact of tyre pressure on soil compaction in South Carolina', *Direct driller magazine, The Future of Your Soils*, Iss. 25, viewed June 23, 2025 < https://directdriller.com/clemson-michelin-study-impact-of-tyre-pressure-on-soil-compaction-in-south-carolina/>

6. Parker Williams, Brian Luck, Francisco Arriaga, Dennis Hancock & Jessica Drewry 2020, 'How much ground pressure am I applying with my different tire and vehicle configurations?', viewed June 23, 2025 <https://cdn.shopify.com/s/files/1/0145/8808/4272/files/A4181.pdf>

7. Robert Douglas, David Woodward, Alan Woodside OBE 2011, 'Road contact stresses and forces under tires with low inflation pressure', *Canadian Journal of Civil Engineering*, viewed June 23, 2025 <https://www.researchgate.net/publication/237188591_Road_contact_stresses_and_forces_under_tires_with_low_inflation_pressure>

8. Duiker, S 2004, 'Avoiding Soil Compaction. Penn State Extension', viewed June 23, 2025 <https://extension.psu.edu/avoiding-soilcompaction>

9. Vermeulen, GD & Perdok, UD 1994, 'Chapter 19 - Benefits of Low Ground Pressure Tyre Equipment', *Developments in Agricultural Engineering*, Vol. 11, Pp. 447-478, DOI: https://doi.org/10.1016/B978-0-444-88286-8.50027-1

10. Koolen, AJ, Lerink, P, Kurstjens, DAG, van den Akker, JJH 1992, 'Prediction of aspects of soil-wheel systems', *Soil and Tillage Research*, Vol. 24, Iss. 4, DOI: https://doi.org/10.1016/0167-1987(92)90120-Z

11. Marco Furlan, Matthew Strang, Mateo Gladstone, Henning Olsson 2025, 'Measurement of Contact Patch Pressure Behaviors in High-Speed Dynamic Conditions', *Tire Science and Technology*, no 53 (1), Pp. 2–13. doi: https://doi.org/10.2346/789802

12. Mehari Z. Tekeste, Thomas R. Way, Wayne Birkenholz 2023, 'Sally Brodbeck', *Journal of the ASABE*, no 66(1), Pp. 75-84.

13. Marco Costanzi, Vincent Rouillard, Cebon David 2019, 'Effects of tire contact pressure distribution on the deformation rates of pavements', *9th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions. International Forum for Road Transport Technology*, viewed June 23, 2025 <https://www.researchgate.net/publication/237260941_Effects_of_tire_contact_pressure_distribution_on_the_deformation_rates_of_pavements>

14. Van, NV, Matsuo, T, Kuomoto, T, Inaba, Sh 2008,, 'Effects of tire inflation pressure on soil contact pressure and rolling resistance of farm tractors', *Bull Fac Agr Saga Univ*, viewed June 23, 2025 <https://www.researchgate.net/publication/292697477_Effects_of_tire_inflation_pressure_on_soil_contact_pressure_and_rolling_resistance_of_farm_tractors>

15. Ishan P. Mehta, Sudhendunath N. Pande, Mayank B. Patel, Gurpritsingh T 2017, 'Virdi Effect of Tire Inflation Pressure on Rolling Resistance, Contact Patch Area and Braking Distanc', *International Journal of Science Technology & Engineering*, Vol. 3, Iss. 10.

16. Marzieh Salehi, Jacques WM, Noordermeer (Contributor), Louis AEM, Reuvekamp, Anke Blume 2020, 'What happens in the tire contact area?', *Tire Technology Expo 2020*, Hanover, Germany.

17. Pysartsov, OS 2024, 'Doslidzhennia tysku na opornu poverkhniu transportnoho zasobu katehorii M1 na prykladi «Opel Grandland 1,5 BHDI»' [Research on the pressure on the supporting surface of a vehicle of category M1 using the example of " Opel Grandland 1,5 BHDI "], *Cuchasne avtomobilebuduvannia, avtotekhnichna ekspertyza, ekspluatatsiia avtomobilnoho transportu ta pidhotovka fakhivtsiv haluzi transport*. (in Ukraine)

The article was received by the editors 05/21/2025
The article is recommended for printing 06/23/2025

DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-07
УДК 621.8

[1] **ФІДРОВСЬКА Н.М.,** доктор технічних наук, проф., зав. кафедрою будівельних і дорожніх машин.
e-mail: nfidrovskaya@ukr.net ORCID: https://orcid.org/0000-0002-5248-273X
[2] **СЛЄПУЖНШКОВ Є.Д**., кандидат технічних наук, доцент кафедри спеціальної хімії
e-mail: slepuzhnikov@nuczu.edu.ua ORCID: https://orcid.org/0000-0002-5449-3512
[1] **КИРИЧЕНКО І.Г.,** доктор технічних наук, проф. кафедри будівельних і дорожніх машин
e-mail:igk160450@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2128-3500
[1] **РАГУЛІН В.М.** кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельних і дорожніх машин
e-mail:ragulinrvn@ukr.net ORCID: https://orcid.org/0000-0003-2083-4937
[1] *Харківський національний автомобільно-дорожній університет*
вул. Ярослава Мудрого 25, м. Харків, 61002
[2]*Національний університет цивільного захисту України*
вул. Чернишевська, 94, г. Харьков, Украина, 61023

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ ХОДОВИХ КОЛІС НОВОЇ КОНСТРУКЦІЇ

В статті розглядалися задачі експериментального визначення переваг ходових коліс нової конструкції з пружними вставками. Дослідження проводилось на діючому електричному, опорному, двобалковому мостовому крані вантажопідйомністю 10 т., та прогоном 22,5 м. За допомогою тензорезисторів, зібраних в напівмостову схему та підключених до аналого-цифрового перетворювача Zetlab210, були визначені деформації головної балки в момент підйому та переміщення вантажу різної маси. Підйом та переміщення вантажу, було проведено при однакових умовах на штатних колесах вантажного візка та на колесах з еластичною гумовою вставкою. Були отримані графіки деформації головної балки.В подальшому перерахунку отримані залежності напруженого стану в кожному моменті переміщення вантажу при використані як штатних коліс так і коліс з еластичною гумовою вставкою. Також були виявлені залежності та тривалості коливань, які виникають в продовж циклу підйому та переміщення вантажу. Цикл експериментального дослідження складався з підйому вантажу в крайньому лівому положенні вантажним візком, переміщенні вантажу в крайнє праве положення та повернення вантажного візка з вантажем в початкове положення.

Наукова новизна роботи полягає в застосуванні нової, модернізованої конструкції ходових коліс вантажного візка з еластичною гумовою вставкою, які ефективно гасять коливання в металоконструкції мостового крану.

Експериментальні дослідження навантажень, які виникають в металоконструкції мосту мостового крана проводились з використанням двохребордних циліндричних коліс на вантажному візку діючого мостового крану. Під час реєстрації виникаючих навантажень, на вантажному візку мостового крана були встановлені спочатку штатні колеса, потім штатні колеса були замінені на модернізовані колеса (з еластичною, гумовою вставкою).

За підсумками експериментальних досліджень було виявлено зменшення напружень в головній балці мостового крану на 18% та зменшення пікових вібрацій на 20 секунд при однакових циклах підйому та переміщення вантажу. Також при використанні коліс з еластичною гумовою вставкою зменшується період згасання коливань закінчення циклу переміщення вантажу щонайменше на 30%.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: *ходове колесо, пружна вставка, механізм пересування, проведення експерименту, коливання..*

Як цитувати: Фідровська Н.М., Слєпужншков Є.Д., Кириченко І.Г., Рагулін В.М. (2025). Експериментальні дослідження навантажень металоконструкції при застосуванні ходових коліс нової конструкції. *Машинобудування*. 2025 Вип 35 С. 65-73. DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-07

© Фідровська Н.М., Слєпужншков Є.Д., Кириченко І.Г., Рагулін В.М., 2025

Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0)

Вступ

Мостові крани являються найбільш застосовуваними вантажопідйомними машинами в умовах сучасного виробництва, тому забезпечення їх надійної і безперебійної роботи являється досить актуальною задачею.

Довговічність роботи мостового крана залежить в більшій мірі від довговічності його металоконструкції, яка сприймає досить значні змінні навантаження. Циклічна робота вантажопідйомного крана викликає швидкозмінні процеси навантажень не тільки в часі, але і з величини. Це потребує досить уважного визначення всіх силових факторів, які мають місце при робот і мостового крана, як статичних так і динамічних. Основні навантаження, які виникають в металоконструкції мостового крана, виникають при підйомі вантажу і роботі механізмів пересування вантажного візка і мосту. Оцінці впливу конструктивних параметрів механізмів пересування на динамічні навантаження в металоконструкції присвячено багато робіт Нами була запропонована нова конструкція ходового кранового колеса з пружною вставкою, що дозволило значно зменшити динамічні навантаження при роботі механізму пересування, а це в свою чергу також зменшило і навантаження, які передаються на металоконструкцію крана.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Всі конструкції ходових коліс являються досить жорсткими і не можуть сприймати ті поштовхи і перекоси, які виникають при відхиленні рейкового шляху від рекомендованих значень і приводять до значного зносу реборд і рейок [1,2].

Таким чином, покращення роботи та підвищення експлуатаційної надійності кранових ходових коліс являється досить актуальною задачею сучасного кранобудування.

Динамічні моделі мостового крану розглянуто в роботі [3]. Автори визначали лінійні коливання моделі, яка дає опис вібрації вантажу і тролеїв під час руху крану і оцінили сили тертя в системі. Була дана оцінка впливу змінності навантаження на протязі дії сил опору при пересуванні крану. Але в роботі не розглянуто динамічні навантаження в металоконструкції крану при пересуванні.

Динамічні зусилля, які виникають при пересуванні вантажних візків вантажних кранів мають достатньо великі значення і їх неможна не враховувати при проектуванні кранів [4, 5]. Особливо вони проявляються під час зносу коліс і рейок при виникненні перекосів на кранах [6, 7].

Чинники, які призводять до виникнення сил перекосу й руйнування окремих вузлів металоконструкцій мостових кранів, таких як кінцеві та головні балки, були розглянуті в роботі [8]. Були запропоновані декілька методів поліпшення роботи кранових металевих конструкцій. А саме, застосування гідродинамічних та гідростатичних приводів в механізмах пересування та повороту кранів. Впровадження в металевих конструкціях нових карбідо- інітрідоутворюючих сплавів заліза з показниками границі текучості в 4–5 разів більшими, ніж Ст3. Впровадження на заводах-виробниках останніх досліджень в галузі лазерної техніки. Впровадження високоміцних болтів та електрозаклепок для з’єднання головних і кінцевих балок. Автори стверджують що ці методи поліпшать роботу кранових металевих конструкцій. Але в роботі не наведено порівняння пікових напружень в металоконструкціях кранів під час застосування деяких методів.

Дослідження кінцево-елементної моделі металоконструкції мостового крана і статичний аналіз методом кінцевих елементів для отримання напруження в небезпечній точці металоконструкції розглянуто в роботі [9]. За допомогою ортогонального дизайну змодельовані випадкові величини напружень в небезпечній точці. Розроблено новий метод точного кількісного аналізу і проектування металоконструкції мостового крана. Також автори стверджують що розроблений ними метод може значно скоротити витрати на

проектування мостового крана, але не вказують точні дані зменшених витрат.

В роботі [10] запропоновано структуру мультидисциплінарної оптимізації мостового крана. Представлено дослідження мультидисциплінарної технології проектування кранів. Встановлено оптимальну математичну модель крана для оптимізації його металоконструкції. Автори стверджують, що структура мультідісціплінарної оптимізації мостового крана за допомогою кінцево-елементного аналізу і динамічного моделювання, може забезпечити жорсткість металоконструкції, що дозволить витримати виникаючі в ній напруження.Так само ця структура мультидисциплінарної оптимізації збільшує міцність і інші характеристики крана. Результати дослідження показують, що оптимізація металоконструкції може значно знизити загальну масу крана. Зменшення маси крана призведе до економії коштів на його виробництві. Але експериментальне дослідження було проведено тільки на 3D моделі мостового крана. Досліджень на мостовому крані будь-якого виробничого підприємства в реальних умовах не було проведено.

Оптимізація металоконструкції крана зі звареною коробчастою секцією балки розглянута в роботі [11]. Оптимізація металоконструкції здійснюється шляхом зміни розмірів секцій балки крана, а також положенням вантажного візка на балці. Цей спосіб включає порівняння існуючих аналітичних результатів з даними, отриманими за допомогою програмного забезпечення для аналізу методом кінцевих елементів і моделювання. Основна увага в роботі приділяється модифікації існуючої металоконструкції крана. Зменшуються розміри поперечного перерізу балки крана для мінімізації використання матеріалу при його виготовленні, що знижує його вартість. При розробці методології кінцевих елементів бралися до уваги напруження зсуву, повна деформація, максимальне головне напруження і мінімальне головне напруження для оптимізації проекту. Оптимізація включає зміну таких параметрів металоконструкції, як розмір і товщину пластин. Модернізована балка, ефективна з точки зору техніки проектування і підтверджена як економічна завдяки зниженню її ваги на 8,39% в порівнянні з існуючою конструкцією. Але інші методи оптимізації металоконструкції крана в роботі не розглянуто.

Аналітичний розрахунок металоконструкції мостового крана виконано в роботі [12]. Були визначені максимальні напруги вигину і прогину головної балки. Також були розраховані параметри і створена модель крана в програмному забезпеченні. Модель крана була проаналізована за допомогою методу кінцевих елементів. Тільки після проведених перевірок металоконструкції крана за допомогою програмного забезпечення, була виготовлена його лабораторна фізична модель. І як стверджують автори, подальші дослідження будуть проводитись на цій лабораторній моделі.

Під час огляду літературних джерел [1-12] були виявлені деякі питання, які в дійсний час ще не досліджені іншими авторами. Це дозволило сформулювати напрямок досліджень напружень виникаючих в металоконструкції мостового крана. Під час проведення досліджень використовувалось ходове колесо вантажного візка мостового крана модернізованої конструкції, а саме з еластичною гумовою вставкою.

Постановка проблеми

Кранові колеса являються найбільш швидко зношуваним елементом крана. Зменшення їх довговічності приводе до збільшення ремонтних витрат і простоїв крана. Тому, підвищення довговічності кранових ходових коліс являється актуальною задачею сучасного кранобудування. Всі конструкції ходових коліс досить жорсткі і не сприймають поштовхи і перекоси виникаючі при відхиленні рейкового шляху від рекомендованих значень і приводять до значного зносу реборд і рейок.

Аналіз отриманих рішень показав, що при застосуванні ходового колеса з еластичною вставкою динамічні фактори при пересуванні вантажного візка зменшуються. Отримано залежності для визначення динамічних зусиль, які виникають при пересуванні ходового

кранового колеса з урахуванням жорсткості пружного кільця, яке встановлено в ходове колесо. Проведено аналіз закономірності формування вібраційних ознак в різних точках конструкції мостового крана. Запропонована конструкція і методика розрахунку ходового колеса з еластичною вставкою дозволяє підвищити його експлуатаційну надійність**.**

Метою дослідження є визначення напружено-деформованого стану головної балки мостового крану при застосуванні на вантажному візку ходових коліс з еластичною гумовою вставкою.

Викладення основного матеріалу

Експериментальні дослідження навантажень виникаючих в металоконструкції мосту мостового крана проводились з використанням двохребордних циліндричних коліс на вантажному візку діючого мостового крану. Під час реєстрації виникаючих навантажень, на вантажному візку мостового крана були встановлені спочатку штатні колеса, потім штатні колеса були замінені на модернізовані колеса (з еластичною, гумовою вставкою). Вантажопідйомність крану 5 тон, прогон 22,5 метрів, висота підйому 8 метрів, режим роботи 7К.

Реєстрація виникаючих навантажень здійснювалась за допомогою електричних тензометрів. Тензометрірування машин, механізмів, агрегатів і технологічного обладнання необхідно для оцінки напружено-деформованого стану елементів, деталей і вузлів при експлуатаційних або спеціальних режимах роботи .

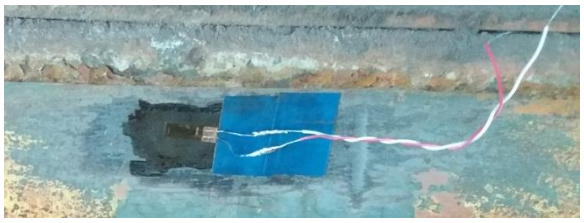


Рис. 1 – Наклеєний тензорезистор на поверхню балки мостового крана.
Fig. 1 – Tensor mounted on the surface of a bridge crane beam.

Зовнішні дроти тензорезисторів за допомогою клемних колодок з'єднувались з дротами напівмостової схеми, яка була підключена до аналогово-цифрового перетворювача (АЦП) ZetLab 210 (рис. 3).

Дані з АЦП надходять до електронно-обчислювальної машини (ЕОМ).

Тарировка полягала в підйомі і поступовому нарощуванні маси вантажу з 0,0 кг. до 3500 кг., при кроці нарощуванні вантажу у 500 кг.

Вага вантажу вимірювалась за допомогою динамометру ДПУ-10-2.

Межі вимірювань динамометру ДП-10-2:

– найменший – 10 кН (1000 кгс.);

– найбільший – 100,0 кН (10000 кгс., 10 тс.).

Ціна поділки – 1,0 кН (100 кгс.). Межі основної зведеної похибки ±2%, при знятті навантаження з динамометра стрілка відлікового пристрою встановлюється на нульову позначку з похибкою не більше 0,5 ціни поділки шкали.

Рис. 2 – Загальний вигляд вимірювального обладнання: 1 – клемна колодка; 2 – ЕОМ; 3 – АЦП; 4 – напівмостова схема підключення
Fig. 2 - General view of the measuring equipment: 1 – terminal block; 2 – computer; 3 – ADC; 4 - half-bridge connection diagram

При підйомі вантажу, затримка під час кожного циклу становила 60 секунд. При опусканні вантажу 180 секунд**.**

Для проведення подальших розрахунків використовувались наступні вихідні дані:
– довжина робочої поверхні (проліт крана) – l_p=22500 мм.;
– матеріал виготовлення моста крана – ВМст3пс;
– товщина стінки балки – δ=6 мм.;
– тривалість підйому вантажу – 180 сек., t_n=60 секунд;
– тривалість опускання вантажу – 60 сек., t_o=180 секунд;
– довжина тензорезистору – $l_д$=30 мм.;
– живлення тензометричного моста – E_v=1,5 В;
– коефіцієнт тензочутливості – $k_д$=2;
– коефіцієнт Пуассона – υ=0,3;
– напруження в мосту крана (отримані експериментальним шляхом рис. 4) – e_0мВ;
– модуль Юнга – E=2,05·10^5 Н/мм^2.

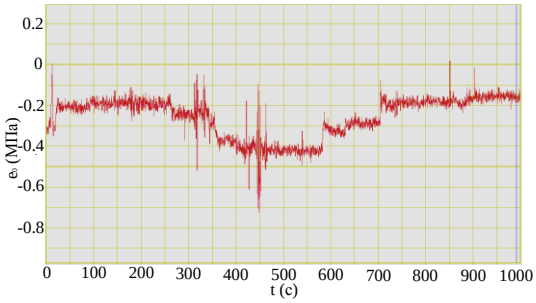


Рис. 3 – Напруження в мосту крана отримані експериментальним шляхом з використанням АЦП ZetLab 210
Fig. 3. The tension in the bridge of the crane was obtained experimentally using ZetLab 210 ADC

Далі вимірювалися напруги головної балки в точці рівновіддаленої від коліс вантажного візка мостового крана.

Використовуючи програму розрахунків Mathcad15 визначимо інші деформації і напружень (рис. 4-5).

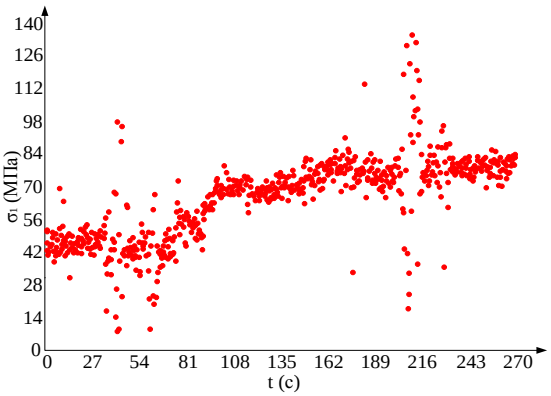


Рис. 4 – Графік напружень в мосту крана під час підйому вантажу від 0,0 т. до 3,5 т.
Fig. 4. Graph of stresses in the crane bridge during lifting of a load from 0.0 t to 3.5 ton

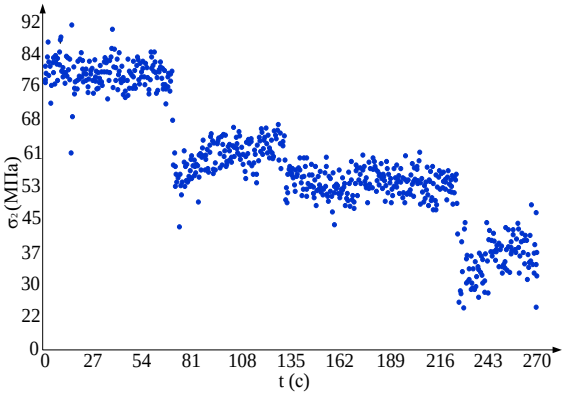


Рис. 5 – Графік напружень в мосту крана під час опускання вантажу від 3,5 т. до 10,0 т.
Fig. 5. The schedule of stresses in the bridge of the crane during the lowering of cargo from 3.5 tons. up to 10.0 tons

За результатами усереднених значень напружень під час підйому і опусканні вантажу побудуємо тарировочну криву (рис. 6).

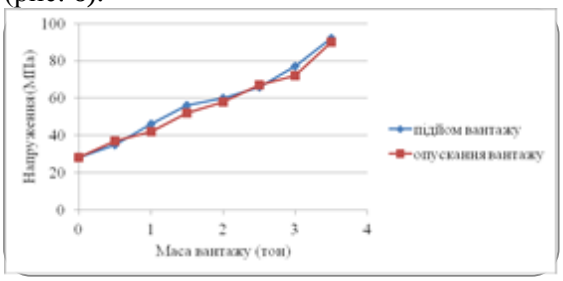


Рис. 6 – Тарировочна крива
Fig. 6. Calibration curve

За графіком тарировки тензорезисторів бачимо, що вимірювально-реєструюче обладнання та програмне забезпечення дозволяє в реальному часі будувати функціональні залежності між навантаженням, діючим на випробовувану деталь, і вихідним сигналом вимірювально-реєструючого обладнання.

Під час подальшого експериментального дослідження вимірювалися напруження в головній балці мостового крана за умови пересування навантаженого візка з одного краю головної балки на інший. Піднімався вантаж масою 500 кг., 800 кг., 1800 кг., цикл переміщення 3 рази. Виміри проводилися в двох варіантах:

1. На вантажному візку була встановлена вісь з штатними веденими ходовими колесами.

2. На вантажному візку була встановлена вісь з веденими ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою.

Під час підйому і переміщення вантажу масою 500 кг., ми отримали графіки зміни напружень в тензометричних датчиках під впливом цього вантажу.

Отримані дані напруженого стану в головній балці мостового крана з електричних сигналів напружень (мВ) перерахуємо в механічні (МПа), за допомогою вже отриманого графіку тарировки.

На рисунку 7 показані виникаючи напруження (σ) в головній балці мостового крана при переміщенні вантажу масою 500 кг.σ_1 – при використанні вісі з штатними ходовими колесами. σ_2 – при використанні вісі з ходовими колесами з еластичною гумовою вставкою

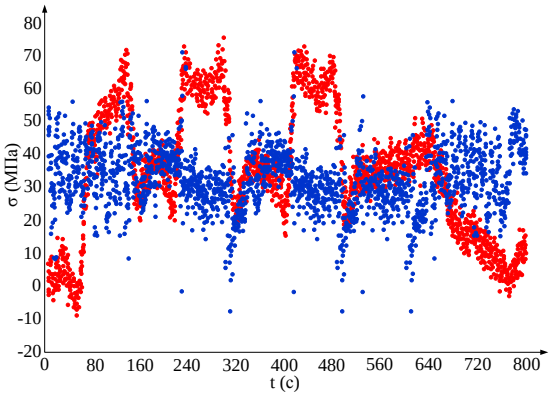


Рис. 7 – Порівняння механічних напружень в головній балці мостового крана при переміщенні вантажу масою 500 кг., σ_1 ●●● та σ_2 ●●●
Fig. 7. Comparison of mechanical stresses in the main beam of a bridge crane when moving a load weighing 500 kg.
σ_1 and σ_2

Висновки

З графіка (рис. 7) бачимо, що пікові напруги σ_1 на період проходження одного циклу переміщення навантаженого візка від крайнього лівого до крайнього правого положення зберігаються на проміжок 1/2 часу переміщення візка. Також з графіку (рис. 8) бачимо, що пікові напруження σ_2 значно короткочасні та в рази за часом менше σ_1.

Пікові напруги σ_2 короткочасні і швидко гасяться внаслідок впливу еластичної гумової вставки, яка гасить коливання і зменшує їх поширення по всій довжині головної балки мостового крана. Слід також зазначити, що вже під час переміщення вантажу масою 500 кг., еластична гумова вставка в колесах ефективно гасить коливання головної балки. Тим самим вона зменшує передачу коливань на місця кріплення головної балки і кінцевий, відомого місця концентратора напружень та місця появи дефектів.

Еластична гумова вставка в колесах вісі візка зменшує як величину, так і тривалість коливань, тим самим зменшуючи роботу металоконструкції крана викликану експлуатацією. При підйомі і переміщенні вантажу металоконструкція крана виконує функцію опору силам, які не повинні виходити за межі зони пружних деформацій**,** що короткочасно можливо при резонансних коливаннях. Еластична гумова вставка або значно зменшує період пікових резонансних коливань, або усуває їх зовсім.

Список використаної літератури

1. Konowrocki R., Chojnacki A. Analysis of rail vehicles' operational reliability in the aspect of safety against derailment based on various methods of determining the assessment criterion. *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*. 2020. Vol. 22, No.1, pp. 73–85. DOI: http://dx.doi.org/10.17531/ein.2020.1.9.

2. Ma Y., Markine V., Mashal A. et al. Improving performance of finite element simulations on wheel-rail interaction using a coupling strategy. *Proc IMechE, Part F: J Rail and Rapid Transit*. doi: 10.1177/ 0954409717745983.

3. Raksha S. V., Anofriev P. G., Bohomaz V. M., Kuropiatnyk O. S. Mathematical and S-models of cargo oscillations during movement of bridge crane. *Naukovyi Visnyk NHU*, 2019. № 2, pp. 108–115. DOI: 10.29202/nvngu/2019-2/16. http://eadnurt.diit.edu.ua/bitstream/123456789/11404/1/Raksha.pdf.

4. Слепужніков Є. Д. Визначення динамічних навантажень при пересуванні вантажного візка мостового крана. *Машинобудування*. 2015. № 16, С. 34–37. http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/7458

5. Increaseofoperatingreliabilityofthetravelwheelusingtheuseoftheelasticinserts / Fidrovska N., Slepuzhnikov E., Larin O., Varchenko I., Lipovyi V., Afanasenko K., Harbuz S. *EUREKA: PhysicsandEngineering*. 2020. Iss/ №5(30). P. 69–79. DOI: 10.21303/2461-4262.2020.0013875.

6.Romacevych Y., Loveikin V., Stekhno, O. CLOSED-LOOP OPTIMAL CONTROL OF A SYSTEM „TROLLEY - PAYLOAD". *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 81, Issue 2, pp. 5–12. https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/rezaf5_410690.pdf.

7. On wheel rolling along the rail regime with longitudinal load / Franchuk, V.P., Ziborov, K.A., Krivda, V.V., Fedoriachenko, S.O. *Naukovyi Visnyk NHU.* 2017. № 3, pp. 62–67. http://nbuv.gov.ua/UJRN/ Nvngu _2017_3_12.

8. Markine V., Mashal A., Ren M. Effect of wheel–rail terface parameters on contact stability in explicit finite element analysis. *Proc IMechE, Part F: J Rail and Rapid Transit*. 2018. Vol. 232 (6), pp. 1879-1894. DOI: 10.1177/0954409718754941.

9. Fengqi W., Jin Z., Wenqing Y. Fatigue life analysis of metallurgical bridge crane structure. *Applied Mechanics and Materials*. 2013. Vol. 437, P. 181–185. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.437.181

10. Modeling the resonance of a swinging spring based on the synthesis of a motion trajectory of its load / Kutsenko L., Vanin V., Shoman O., Yablonskyi P., Zapolskiy L., Hrytsyna N., Nazarenko S., Danylenko V., Sivak E., Shevchenko S. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. Iss. 3/7 (99). P. 53 – 64. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.168909

11. Possibility of using of tensometry in deformation analysis in areas with sudden change of geometry / Pástor M., Trebuňa F., Lengvarský P., Bocko J. *American Journal of Mechanical Engineering*. 2016. Vol. 4, No. 7, pp. 363–367. DOI:10.12691/ajme-4-7-23

12. Konowrocki R., Chojnacki A. Analysis of rail vehicles' operational reliability in the aspect of safety against derailment based on various methods of determining the assessment criterion. *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*. 2020. Vol. 22, No.1, pp. 73–85. http://dx.doi.org/10.17531/ein.2020.1.9.

Стаття надійшла для редакції 13.05.2025 Стаття рекомендована до друку 16.06.2025

[1] **FIDROVSKA N.,** DSci (Engineering), Head of the Department, Professor Department of Construction and Road-Building Machinery.
e-mail: nfidrovskaya@ukr.net ORCID: https://orcid.org/0000-0002-5248-273X
[2] **SLEPUZHNSHKOV E.D.,** PhD, Engineering, Associate Professor of the Department of Special Chemistry
e-mail: slepuzhnikov@nuczu.edu.ua ORCID: https://orcid.org/0000-0002-5449-3512
[1] **KYRYCHENKO I.,** DSci (Engineering),
Professor Department of Construction and Road-Building Machinery
e-mail:igk160450@gmail.com ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2128-3500
[1] **RAGULIN V.,** PhD, Engineering, Assoc. Prof., Assoc. Prof. Department of Construction and Road-Building Machinery
e-mail:ragulinrvn@ukr.net ORCID: https://orcid.org/0000-0003-2083-4937
[1]*Kharkiv National Automobile and Highway University*,
Yaroslava Mudrogo str. 25, 61002, Kharkiv, Ukraine
[2]*National University of Civil Defense of Ukraine*
St. Chernyshevska, 94, Kharkiv, Ukraine, 61023

EXPERIMENTAL STUDIES OF METAL STRUCTURE LOADS WHEN USING ROLLING WHEELS OF THE NEW DESIGN

The article considered the problems of experimental determination of the advantages of running wheels of a new design with elastic inserts. The study was carried out on an operating electric, support, two-girder bridge crane with a load capacity of 10 tons and a span of 22.5 m. With the help of strain gauges assembled in a half-bridge circuit and connected to the Zetlab210 analog-digital converter, the deformations of the main beam at the moment of lifting and moving a load of different weights were determined. The lifting and moving of the cargo was carried out under the same conditions on standard wheels of the cargo cart and on wheels with an elastic rubber insert.
Graphs of the deformation of the main beam were obtained. In the further calculation, the dependences of the stress state at each moment of the movement of the load were obtained when using both standard wheels and wheels with an elastic rubber insert. The dependences and duration of oscillations that occur during the cycle of lifting and moving the load were also revealed. The cycle of the experimental study consisted of lifting the load in the extreme left position with the cargo cart, moving the cargo to the extreme right position, and returning the cargo cart with the cargo to the initial position.
The scientific novelty of the work consists in the application of a new, modernized design of the running wheels of a cargo cart with an elastic rubber insert, which effectively dampen fluctuations in the metal structure of the bridge crane.
Experimental studies of loads that occur in the metal structure of the bridge of the overhead crane were carried out using double-sided cylindrical wheels on the truck of the operating overhead crane. During the registration of the resulting loads, the standard wheels were first installed on the trolley of the overhead crane, then the standard wheels were replaced with modernized wheels (with an elastic, rubber insert).
According to the results of experimental studies, it was found that the stress in the main beam of the bridge crane was reduced by 18% and reducing peak vibrations by 20 seconds at the same load lifting and moving cycles. Also, when using wheels with an elastic rubber insert, the damping period of oscillations at the end of the load movement cycle is reduced by at least 30%.

KEY WORDS: running wheel, elastic insert, movement mechanism, conducting an experiment, oscillations

In cites: Fidrovska N., Slepuzhnshkov E.D., Kyrychenko, I., Ragulin V. (2025). Experimental studies of metal structure loads when using rollingwheels of the new design. *Engineering*, (35), 65-73. https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-07 (in Ukraine)

References

1. Konowrocki, R & Chojnacki, A 2020, ‘Analysis of rail vehicles’ operational reliability in the aspect of safety against derailment based on various methods of determining the assessment criterion’, *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*. 2020. Vol. 22, No.1, pp. 73–85. DOI: http://dx.doi.org/10.17531/ein.2020.1.9.

2. Ma, Y, Markine, V, Mashal, A et al 2018, 'Improving performance of finite element simulations on wheel-rail interaction using a coupling strategy’, *Proc IMechE, Part F: J Rail and Rapid Transit*. doi: 10.1177/ 0954409717745983.

3. Raksha, SV, Anofriev, PG, Bohomaz, VM & Kuropiatnyk, OS 2019, ‘Mathematical and S-models of cargo oscillations during movement of bridge crane’, *Naukovyi Visnyk NHU*, № 2, pp. 108–115. DOI: 10.29202/nvngu/2019-2/16. http://eadnurt.diit.edu.ua/bitstream/123456789/11404/1/Raksha.pdf.

4. Slepuzhnikov, YeD 2015, ‘*Vyznachennia dynamichnykh navantazhen pry peresuvanni vantazhnoho vizka mostovoho krana*’ [Determination of dynamic loads when moving a cargo trolley of an overhead crane], *Mashynobuduvannia*, № 16, Pp. 34–37. http://repositsc.nuczu.edu.ua/handle/123456789/7458

5. Fidrovska, N, Slepuzhnikov, E, Larin, O, Varchenko, I, Lipovyi, V, Afanasenko, K & Harbuz, S 2020, ‘In crease of operating reliability of the travel wheel using the use of the elastic in serts’ *EUREKA: PhysicsandEngineering*, Iss/ №5(30), P. 69–79. DOI: 10.21303/2461-4262.2020.0013875.

6.Romacevych, Y, Loveikin, V & Stekhno, O 2019, ‘CLOSED-LOOP OPTIMAL CONTROL OF A SYSTEM „TROLLEY - PAYLOAD”’, *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 81, Issue 2, pp. 5–12. https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/rezaf5_410690.pdf.

7. Franchuk, VP, Ziborov, KA, Krivda, VV & Fedoriachenko, SO 2017, ‘On wheel rolling along the rail regime with longitudinal load’, *Naukovyi Visnyk NHU,* № 3, pp. 62–67. http://nbuv.gov.ua/UJRN/ Nvngu_2017_3_12.

8. Markine, V, Mashal, A & Ren, M 2018, ‘Effect of wheel–rail terface parameters on contact stability in explicit finite element analysis’, *Proc IMechE, Part F: J Rail and Rapid Transit*, Vol. 232 (6), pp. 1879-1894. DOI: 10.1177/0954409718754941.

9. Fengqi, W, Jin, Z & Wenqing, Y 2013, ‘Fatigue life analysis of metallurgical bridge crane structure’, *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 437, P. 181–185. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.437.181

10. Kutsenko, L, Vanin, V, Shoman, O, Yablonskyi, P, Zapolskiy, L, Hrytsyna, N, Nazarenko, S, Danylenko, V, Sivak, E & Shevchenko, S 2019, ‘Modeling the resonance of a swinging spring based on the synthesis of a motion trajectory of its load’, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, Iss. 3/7 (99), P. 53 – 64. DOI: 10.15587/1729-4061.2019.168909

11. Pástor, M, Trebuňa, F, Lengvarský, P & Bocko, J 2016, ‘Possibility of using of tensometry in deformation analysis in areas with sudden change of geometry’, *American Journal of Mechanical Engineering*, Vol. 4, No. 7, pp. 363–367. DOI:10.12691/ajme-4-7-23

12. Konowrocki, R & Chojnacki, A 2020, ‘Analysis of rail vehicles’ operational reliability in the aspect of safety against derailment based on various methods of determining the assessment criterion’, *Eksploatacja i Niezawodnosc – Maintenance and Reliability*, Vol. 22, No.1, pp. 73–85. http://dx.doi.org/10.17531/ein.2020.1.9.

The article was received by the editors 05/13/2025
The article is recommended for printing 06/16/2025

DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-08
УДК 621.8

[1]РЯБЧИКОВ М.Л., д.т.н., проф.
професор кафедри галузевого машинобудування
e-mail: mykola.riabchykov@lntu.edu.ua ORCID: https://orcid.org/0000-0002-9382-7562

[1]ПУЦЬ В.С., к.т.н., доц.
завідувач кафедри галузевого машинобудування
e-mail: vitaliy.puts@lntu.edu.ua ORCID: https://orcid.org/0000-0003-3164-6173

[1]МАРТИНЮК В.Л., к.т.н., доц.
доцент кафедри галузевого машинобудування
e-mail: gm@lntu.edu.ua ORCID: https://orcid.org/0000-0002-6914-2336
[1]Луцький національний технічний університет,
вул. Львівська, 75 м. Луцьк Волинська обл. 43018, Україна

АДГЕЗІЙНО – ПРУЖНА МОДЕЛЬ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ МАШИНОБУДІВНИХ МАТЕРІАЛІВ В ЗВ'ЯЗКУ З ПОКАЗНИКАМИ ШОРСТКОСТІ ПОВЕРХНІ

У статті розглянуто актуальне питання зниження коефіцієнта тертя в умовах сухого контакту між поверхнями машинобудівних деталей шляхом оптимізації параметрів шорсткості. На основі аналізу сучасних досліджень у сфері трибології встановлено, що традиційні підходи, орієнтовані на змазування, не є ефективними або можливими в низці високотехнологічних процесів, таких як вакуумна металізація, нанесення функціональних покриттів тощо. Тому пошук методів зниження тертя в умовах сухого контакту є особливо важливим для підвищення довговічності та енергоефективності елементів технічних систем. Основна увага в роботі приділена створенню математичної моделі, яка враховує як пружні деформації мікронерівностей поверхні, так і адгезійні взаємодії, що виникають у зоні контакту. Для опису згину мікронерівностей застосовано рівняння згину пластини, а для опису контактної взаємодії – класичну модель Герца. У результаті чисельного моделювання показано, що коефіцієнт тертя суттєво залежить від висоти Ra та середнього кроку Sm шорсткості, а також від параметрів матеріалів, що визначають їхню пружність і адгезійну здатність. Виявлено, що зі зміною геометричних параметрів мікронерівностей та властивостей матеріалів коефіцієнт тертя може мати як зростаючий, так і спадний характер. Найбільшу інженерну цінність має виявлення чітко вираженого мінімуму коефіцієнта тертя для певного поєднання параметрів шорсткості та матеріалів. Це відкриває можливості для свідомого проектування технологічних режимів обробки поверхонь з метою досягнення оптимальних характеристик тертя без застосування мастильних матеріалів. У статті наведено графічні залежності, що ілюструють поведінку коефіцієнта тертя в залежності від параметрів поверхні та рівня адгезії. Сформульовані теоретичні висновки можуть бути використані для вибору оптимальних значень шорсткості при конструюванні та виготовленні деталей машин, які працюють у вакуумі, біомедичних пристроях, а також в умовах обмеженого доступу до мастила. Автори також підкреслюють необхідність подальших досліджень для точного визначення коефіцієнтів адгезійної взаємодії (k_1 і k_2), а також уточнення ролі фактичної площі контакту, що може істотно впливати на силу тертя.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: *конструктивні матеріали, тертя, шорсткість, пружність, адгезія*

Як цитувати: Рябчиков М.Л., Пуць В.С., Мартинюк В.Л. Адгезійно – пружна модель визначення коефіцієнта тертя машинобудівних матеріалів в зв'язку з показниками шорсткості поверхні. *Машинобудування*. 2025. Вип. 35 С. 74-84. DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-08

© Рябчиков М.Л., Пуць В.С., Мартинюк В.Л., 2025

Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0)

Вступ

Зниження коефіцієнта тертя в машинобудівних конструкціях є актуальним завданням, яке може знизити зношування, енергетичні та інші витрати. Якщо говорити про звичайне машинобудування, поверхні, що труться, зазвичай піддають мастилу. У таких випадках вивчення процесу тертя має гідравлічну складову і залежно від в'язкості мастила та товщини мастильного шару моделювання таких процесів виробляють із залученням методів гідродинаміки. Ряд сучасних процесів, пов'язаних з обробкою матеріалів в умовах вакууму або спеціальних середовищ не надає можливості для застосування рідкого мастила. Прикладами таких процесів може бути вакуумна металізація полімерних плівок та інших виробів, нанесення голографічних покриттів та інші. При цьому виникає питання про призначення якості обробки поверхонь, що труться. Відомі фактори кажуть, що надто хороша обробка поверхні може у деяких випадках негативно впливати на показники сухого тертя. Вирішення задачі про вплив поверхні на показники тертя, таким чином, є актуальним завданням.

Питанням зв'язку шорсткості поверхні з показниками тертя присвячена певна частина наукових праць із трибології.

Основний стандарт, присвячений показникам шорсткості [1] вводить основні показники мікронерівностей, зокрема показник середньої висоти мікронерівностей Ra та середньої відстані між мікронерівностями Sm (рис.1).

Як зазначається в [2], в даний час є досить великі вимірювальні можливості визначення параметрів шорсткості поверхонь контакту. У цій статті обґрунтовано модель контакту шорсткої поверхні. У роботі [3] розглянуто вплив шорсткості та інших умов деяких конкретних матеріалів. У статті, на жаль, не наводиться аналіз, який дозволить вибирати умови для найкращих показників тертя.

У статті [4] описано неоднозначний вплив параметрів шорсткості на показники тертя твердих поверхонь. Зокрема, зазначено, що коефіцієнт тертя може зменшуватися або збільшуватися залежно від пружних та адгезійних властивостей матеріалів.

Діяльність [5] показано вплив як величини шорсткості, і її напрями коефіцієнт тертя. Досліджувалися конкретні матеріали. На наш погляд, аналіз впливу різних факторів у цій роботі недостатній.

Стаття [6] обгрунтовує важливість зниження коефіцієнтів тертя як металевих, і неметалевих матеріалів з урахуванням шорсткості поверхні. Стаття [7] розглядає у цьому напрямі спеціальні матеріали для медичних цілей, які піддаються сухому тертю.

У статті [8] обговорюється раціональність використання різних показників шорсткості щодо процесу тертя. Робота [9] доводить використання показника середньої висоти шорсткості.

Деякі роботи аналізують вплив шорсткості на тертя, проте глибше їх вивчення призводить до висновку, що йдеться про тертя зі змащенням, тобто спостерігається відхід від моделі сухого тертя [10, 11].

Пропозиції щодо врахування пружних деформацій для визначення коефіцієнту тертя [12] не знайшли поки потужного розвитку. В дослідженні [13] вперше зроблена спроба врахувати одночасно пружні і адгезійні взаємодії в місці мікрошорстостей, що потенційно створює можливості для пошуку оптисальних параметрів, виходячи з мінімуму коефіцієнту тертя [14].

Мета даного дослідження – створення математичної моделі, що враховує пружні деформації і адгезійні взаємодії в умовах шорсткої поверхні для мінімізації коефіцієнту тертя.

Матеріали і методи

Для дослідження використовувались сталі марок 45 і 40Х, з обробкою до показників шорсткості 10-40мкм. Моделювання процесів тертя в таких матеріалах відбувалось на основі визначення пружних процесів в місцях сполучення поверхонь [15]. Процеси деформування визначались при врахуванні розподіленні контактних сил [16]. Враховуються реальні рівні деформацій і напружень [17]. З метою оптимізації параметрів шорсткості обрані аналітичні методи моделювання з врахуванням можливості цифрового моделювання [18].

Модель деформування базується на базі аналізу випадкової геометрії нерівності поверхні. На рис. 1 наведена модельне сполучення мікрошорсткостей при ковзанні однієї поверхні по іншій. Також наведено розподілення сил в цьому процесі.

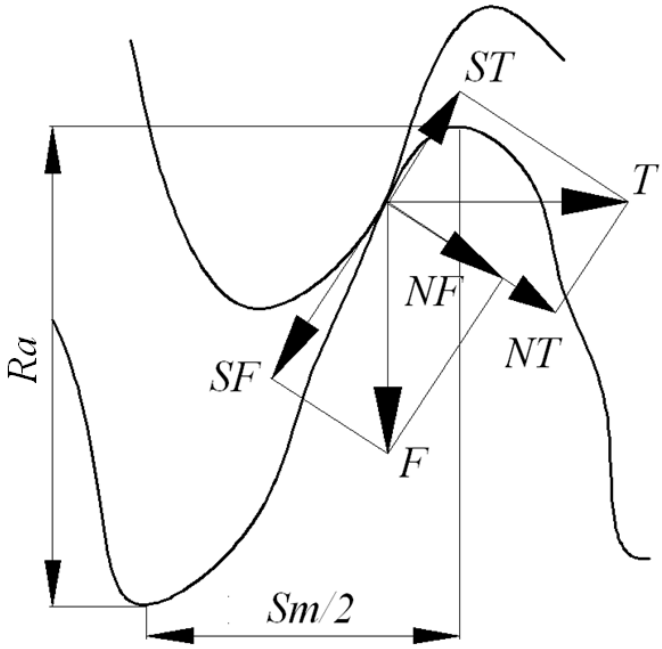


Рис.1 – Схема навантаження шорсткої поверхні
Fig. 1 – Rough surface loading diagram

Основними параметрами шорсткості буде висота нерівності Ra і середній крок між нерівностями Sm [19-20].

Кут нахилу профілю шорсткості можна визначити з умови

$$\varphi \approx \sin\varphi \approx tg\varphi = \frac{Sm}{2Ra}.$$

В процесі ковзання двох поверхонь виникає дотична сила T і сила, нормальна до поверхні F.

З умов рівноваги сил можна знайти складові для використання в подальших розрахунків.

Тоді сила дотична до поверхні нерівності в зоні торкання

$$SF = F\cos\varphi = F\sqrt{1-\frac{Sm^2}{4Ra^2}},$$

Складова сили, нормальна до поверхні нерівності, що викликається силою ковзання

$$NF = F\sin\varphi = F\frac{Sm}{2Ra},$$

Складова сили, дотична до поверхні нерівності, що викликається силою ковзання

$$ST = T\sin\varphi = T\frac{Sm}{2Ra},$$

Складова сили, нормальна до поверхні нерівності, що викликається силою ковзання

$$NT = T\cos\varphi = T\sqrt{1-\frac{Sm^2}{4Ra^2}}.$$

Дані навантаження розглядаються з боку дії на шорсткості при їх згині і стисканні [21]. Контакті взаємодії при цьому розглядаються в деформаційній моделі Герца [22].

В подальших розділах сили опору ковзання між шорсткими поверхнями враховуються в умовах деформацій згину і стискання.

Результати
Процеси деформування пружних нерівностей.

В умовах деформування відбувається згин профілю шорсткості силою ***T*** (рис.2). В умовах створення мікронерівностей засобами лезвійних інструментів така поверхня має вигляд певного подовженого гребня. При дії дотичної сили шорсткість одержує деформацію ***w***.У таких умовах найбільш прийнятна модель згин пластини з товщиною, що дорівнює половині кроку шорсткості і висотою, що дорівнює висоті цієї шорсткості. Тут *T* визначає лінійне навантаження (розмірність Н/м)

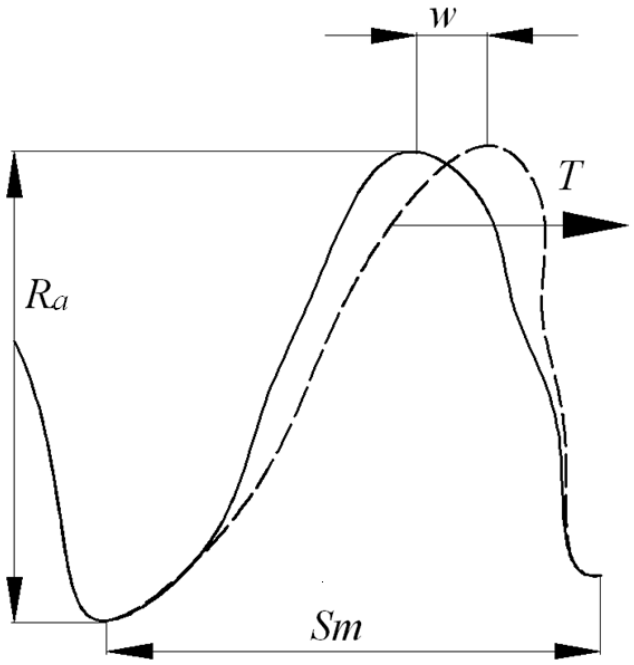


Рис.2 – Модель пружного деформування мікронерівності
Fig. 2 – Model of elastic deformation of micro-unevenness

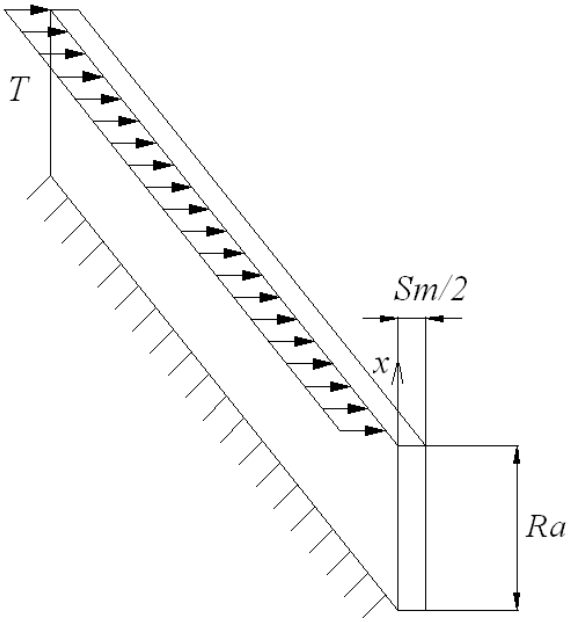


Рис.3 – Деформація в моделі довгої пластини
Fig. 3 – Deformation in the long plate model

Рівняння згину пластини може бути записане у вигляді

$$D\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = q,$$

де D – циліндрична жорсткість, $D = \frac{E \cdot Sm}{96\left(1-\mu^2\right)}$, E – модуль пружності, μ – коефіцієнт Пуасона, q – навантаження по площині, в даному випадку q=0.

Розв'язок рівняння може бути представлено у вигляді полінома

$$w = C1 + C2 \cdot x + C3\frac{x^2}{2} + C4\frac{x^3}{6}.$$

Постійні інтегрування можна знайти з граничних рівнянь, прогин і кут повороту перерізу ($\vartheta = \frac{\partial w}{\partial x} = 0$) в точці закріплення дорівнює нулю. Ці умови дають значення двох постійних інтегрування C1=C2=0.

В точці закріплення відомий згинальний момент $M = Rz \cdot T = D\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = D \cdot \left(C3 + C4 \cdot x\right)$

Ця умова дає $C3 = \frac{Rz \cdot T}{D}$.

Також на кінці шорсткості відома поперечна сила

$$T = D\frac{\partial^3 w}{\partial x^3} = D \cdot C4.$$

Тоді вираз для прогину може бути записаний у вигляді

$$w = \frac{T}{D}\left(Ra\frac{x^2}{2} + \frac{x^3}{3}\right),$$

кут повороту $\vartheta = \frac{T}{D}\left(Ra \cdot x + \frac{x^2}{2}\right)$.

На кінці пластини кут повороту

$$\theta = \frac{3T \cdot Ra}{2D} = \frac{144T \cdot Ra \cdot \left(1-\mu^2\right)}{E \cdot Sm}.$$

Тоді кут нахилу зміниться на величину

$$\varphi = \frac{Sm}{2Ra} + \frac{144T \cdot Ra \cdot \left(1-\mu^2\right)}{E \cdot Sm}.$$

Сили ковзання можна знайти з залежностей

$$ST = T\left(\frac{Sm}{2Ra} + \frac{144T \cdot Ra \cdot \left(1-\mu^2\right)}{E \cdot Sm}\right).$$

$$SF = F\sqrt{1-\left(\frac{Sm}{2Ra} + \frac{144T \cdot Ra \cdot \left(1-\mu^2\right)}{E \cdot Sm}\right)^2}.$$

Таким чином, знайдені значення сил ковзання мікронерівностей одна по одній з врахуванням їх пружних деформацій.

Контактні деформації в зоні мікронерівностей

В цій частині дослідження розглядалось стискання профілю контактними напруженнями. Ширина площини контакту виходячи з моделі контактної взаємодії Герца може бути знайдена з виразу

$$b = 2{,}15\sqrt{\frac{\left(NF + NT\right) \cdot \rho}{E}}.$$

Сили стискання з врахуванням пружних деформацій, визначених в попередніх розрахунках, можуть бути записані і у вигляді

$$NF = F\left(\frac{Sm}{2Ra} + \frac{144T \cdot Ra \cdot \left(1-\mu^2\right)}{E \cdot Sm}\right),$$

$$NT = T\sqrt{1-\left(\frac{Sm}{2Ra} + \frac{144T \cdot Ra \cdot \left(1-\mu^2\right)}{E \cdot Sm}\right)^2}.$$

Радіус кривини профілю визначимо з припущення тригонометричної функції профілю може бути визначений, як $y = Ra \cdot \cos\frac{\pi x}{Sm}$. В таких умовах кривина профілю мікронерівності може бути записана в диференційному і інтегральному вигляді

$$K = \frac{\left|y''\right|}{\left(1+\left(y'\right)^2\right)^{3/2}} = \frac{Ra\frac{\pi^2}{Sm^2}\cos\frac{\pi x}{Sm}}{\left(1+Ra^2\frac{\pi^2}{Sm^2}\left(\sin\frac{\pi x}{Sm}\right)^2\right)^{3/2}}.$$

В верхній частині профілю при x=0 кривина дорівнює $K = \frac{\pi^2 Ra}{Sm^2}$. Радіус кривини профілю шорсткості дорівнює $\rho = \frac{Sm^2}{\pi^2 Ra}$.

Тоді додається додаткова сила адгезії *TT*, що направлена відповідно до *SF* може бути визначена рівнянням

$$TT = k1\sqrt{\frac{Sm^2}{Ra}\left(T\sqrt{1-\left(\frac{Sm}{2Ra}+\frac{144T\cdot Ra\cdot\left(1-\mu^2\right)}{E\cdot Sm}\right)^2}+F\left(\frac{Sm}{2Ra}+\frac{144T\cdot Ra\cdot\left(1-\mu^2\right)}{E\cdot Sm}\right)\right)}$$

Параметр k1 визначає величину адгезійної взаємодії між стиснутими поверхнями. Величина цього параметру залежить від параметрів поверхневої енергії стиснутих матеріалів і повинна стати предметом подальших досліджень.

Означимо надалі $\xi = \frac{2Ra}{Sm}$. Тоді для різних сил можна записати спрощені вирази

$$ST = T\left(\frac{1}{\xi}+k2\cdot T\cdot\xi\right),\ SF = F\sqrt{1-\left(\frac{1}{\xi}+k2\cdot T\cdot\xi\right)^2},$$

$$TT = k1\sqrt{Sm}\sqrt{\frac{1}{\xi}\left(T\sqrt{1-\left(\frac{1}{\xi}+k2\cdot T\cdot\xi\right)^2}+F\left(\frac{1}{\xi}+k2\cdot T\cdot\xi\right)\right)}.$$

Коефіцієнт тертя в цих умовах можна записати у вигляді. Тут в рівнянні параметр ξ визначає розміри мікронерівностей (висоту і крок), параметри k1 і k2 параметри пружності і адгезіної міцності

$$f \approx \frac{\frac{1}{\xi}+k2'\cdot\xi}{\sqrt{1-\left(\frac{1}{\xi}+k2'\cdot\xi\right)^2}+k1'\sqrt{\frac{1}{\xi}\left(\frac{1}{\xi}+k2'\cdot\xi\right)}}$$

В залежності від параметрів адгезії можуть спостерігатися різні залежності коефіцієту тертя від параметрів шорсткості.

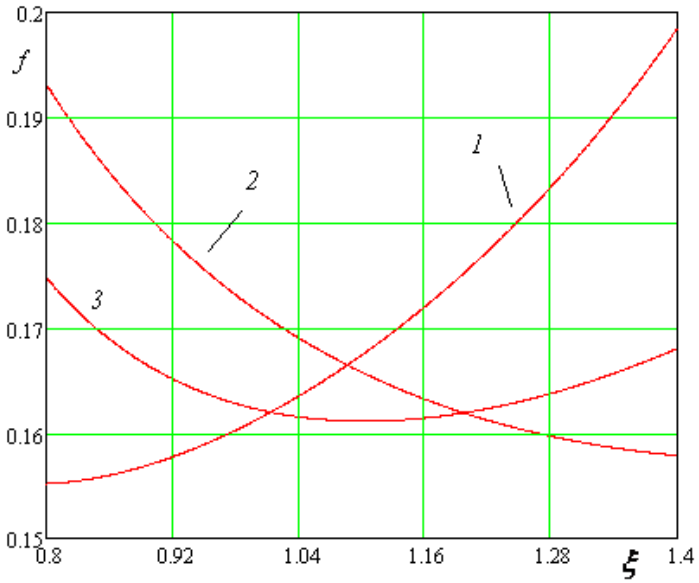


Рис.4 – Залежність коефіцієнту тертя від параметрів шосткості при різних параметрах адгезії
Fig. 4 – Dependence of the friction coefficient on the hex parameters at different adhesion parameters

Результати моделювання показують, що в залежності від пружних і адгезій них властивостей коефіцієнт тертя при зміні показника шорсткості може збільшуватись (графік 1), зменшуватись (графік 2). Найбільший інтерес представляють матеріали, для яких виділяється яскраво виражений мінімум (графік 3). Такі матеріали дозволяють планувати технологічні параметри обробки поверхні з умови забезпечення мінімальних сил тертя.

На рис.5 показана залежність, що дозволяє визначити параметри шорсткості для забезпечення мінімального коефіцієнта шорсткості.

Таким чином, можна стверджувати, що для певних адгезійних властивостей матеріалів існує мінімум коефіцієнта тертя. Цей факт визначає можливість призначення оптимальних параметрів шорсткості при конструюванні деталей зі взаємним ковзанням. Одночасно дана умова передбачає проведення подальших досліджень для визначення параметрів адгезії в залежності від площі контакту для основних конструкційних матеріалів.

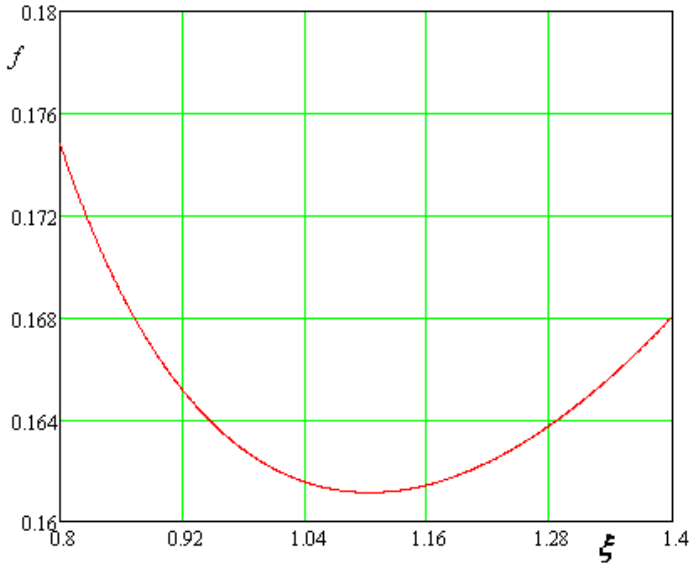


Рис.5 – Мінімум коефіцієнта тертя в залежності від параметрів шорсткості
Fig. 5 – Minimum friction coefficient depending on roughness parameters

Висновки

Проведене дослідження підтвердило значний вплив параметрів шорсткості поверхні (висоти Ra та середнього кроку Sm) на величину коефіцієнта тертя в умовах сухого контакту.

Розроблена математична модель, яка враховує пружні деформації та адгезійні взаємодії мікронерівностей, дозволяє якісно описати поведінку шорстких поверхонь при ковзанні. Зокрема, модель базується на класичних рівняннях згину пластини та контактній теорії Герца.

Моделювання показало, що залежно від матеріалів і їхніх адгезійно-пружних характеристик, коефіцієнт тертя може як зростати, так і зменшуватись зі зміною параметрів шорсткості. Для деяких випадків спостерігається чітко виражений мінімум коефіцієнта тертя.

Наявність такого мінімуму дає змогу призначати оптимальні параметри шорсткості при проектуванні машинобудівних конструкцій, що працюють в умовах сухого тертя. Це відкриває можливості для зниження енергетичних витрат, зменшення зношування та підвищення довговічності деталей.

Подальші дослідження повинні бути спрямовані на експериментальне визначення параметрів адгезійної взаємодії (коефіцієнтів k_1 та k_2), а також вивчення впливу площі реального контакту на силу тертя для основних конструкційних матеріалів.

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що конфлікту інтересів щодо публікації рукопису немає. Крім того, автори повністю дотримувались етичних норм, включаючи плагіат, фальсифікацію даних та подвійну публікацію

Список використаної літератури

1.ДСТУ ISO 4287:2012. Технічні вимоги до геометрії виробів (GPS). Структура поверхні. Профільний метод. Терміни, визначення понять і параметри структур. Видання офіційне. Київ, Мінекономрозвитку України, 2013, 16.с.

2.B Yunfei Li, Jiachun Lin, Huixu Song, Yunjin Xiang, Zhaoyao Shi, Ulf Olofsson, Local surface roughness of cylindrical gears: Concept, method, and application, Tribology International, 2025, Volume 207, 110637, https://doi.org/10.1016/j.triboint.2025.110637.

3. Yufei Liang, Shengqiang Zhou, Huafeng Li, Lin Yang, A contact model based on multi-scale rough surface of ultrasonic motor, Measurement, 2025,Volume 249, 117025, https://doi.org/10.1016/j.measurement.2025.117025.

4. Yan Feng, Xiu Jiang Shi, Xi Qun Lu, Wen Sun, Kun Peng Liu, Yun Fei Fei, Predictions of friction and wear in ball bearings based on a 3D point contact mixed EHL model, Surface and Coatings Technology, 2025, Volume 502, 131939, https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2025.131939.

5. Quan Gan, Xinyuan Zhang, Qiang Li, Jianye Chen, Fengshou Zhang, Zhen Zhong, Yunzhong Jia, Pengliang Yu, Mengke An, Derek Elsworth, Influence of roughness and slip velocity on the evolution of frictional strength, International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences, 2025, Volume 188, 106076, https://doi.org/10.1016/j.ijrmms.2025.106076.

6. Florea VA, Toderaș M, Danciu C. The Influence of Roughness of Surfaces on Wear Mechanisms in Metal–Rock Interactions. *Coatings*. 2025; 15(2):150. https://doi.org/10.3390/coatings15020150

7. Alaci S, Lupascu C, Romanu I-C, Cerlinca D-A, Ciornei F-C. Some Aspects of the Effects of Dry Friction Discontinuities on the Behaviour of Dynamic Systems. *Computation*. 2024; 12(9):181. https://doi.org/10.3390/computation12090181

8. Guinea, A., Aginagalde, A., Tato, W. *et al.* Impact of surface roughness on the coefficient of friction of polymer-on-polymer contacts for deflection pulley-rope systems in the lift industry. *Friction* , 2024 **12**, 2126–2138. https://doi.org/10.1007/s40544-024-0881-8

9. X. Wang, F. Guo, F. Li, Z. Liu and J. Kou, "Influence of Surface Roughness of Sliding Friction Pairs on Pantograph–Catenary Contact Resistance," in *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, vol. 10, no. 4, pp. 10208-10218, Dec. 2024, doi: 10.1109/TTE.2024.3384022.

10. Trzepieciński T, Szwajka K, Szewczyk M. Analysis of Coefficient of Friction of Deep-Drawing-Quality Steel Sheets Using Multi-Layer Neural Networks. *Lubricants*. 2024; 12(2):50. https://doi.org/10.3390/lubricants12020050

11. Hans Terwisscha-Dekker, Albert M. Brouwer, Bart Weber, Daniel Bonn, Elastic contact between rough surfaces: Bridging the gap between theory and experiment, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Volume 188, 2024, 105676, https://doi.org/10.1016/j.jmps.2024.105676.

12. Ajinkya Pawar, Venkata Harish Babu Manne, Andrea Vacca, Manuel Rigosi, Analysis of torque efficiency of External Gear Machines considering gear teeth roughness, Mechanism and Machine Theory, Volume 199, 2024, 105675, https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2024.105675.

13. Keropyan, A.M., Albagachiev, A.Y. Study of the Main Factors Affecting the Increase in the Friction Coefficient of Interacting Surfaces of Rail Vehicles. *J. Mach. Manuf. Reliab.* **53**, 208–211, 2024. https://doi.org/10.1134/S1052618824700055

14. Sanoussi NS, Hammami M, Feki N, Belgasam T, Abbes MS, Haddar M. Utilizing design of experiments techniques to determine the optimal coefficient of friction in spur gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J*. 2024;238(5):500-520. doi:10.1177/13506501231223073

15. Yang Z, Li W, Zheng X, Zhao M, Zhang Y. The Influence of Initial Surface Roughness on the Current-Carrying Friction Process of Elastic Pairs. *Materials*. 2025; 18(2):370. https://doi.org/10.3390/ma18020370

16. Qinghua Meng, Hengxu Song, Yunong Zhou, Xiaoming Liu, Xinghua Shi,

Unifying linear proportionality between real contact area and load in rough surface contact, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Volume 196, 2025, 105975, https://doi.org/10.1016/j.jmps.2024.105975.

17. Wang, C., Li, Y., Li, Y. *et al.* Coupling effect of large deformation and surface roughness on dynamic frictional contact behaviors of hyperelastic material. *Comput Mech* **75**, 455–473 (2025). https://doi.org/10.1007/s00466-024-02513-0

18. Vashishtha G, Chauhan S, Singh R, Singh M, Tejani GG. A Review of Numerical Techniques for Frictional Contact Analysis. *Lubricants*. 2025; 13(1):18. https://doi.org/10.3390/lubricants13010018

19. K. Murakami and T. Sakamoto, "System for Measuring Material Properties and Surface Roughness of Objects from Microscopic Images," *2024 IEEE SENSORS*, Kobe, Japan, 2024, pp. 1-4, doi: 10.1109/SENSORS60989.2024.10784849.

20. Lenzi, E., Farroni, F., Sakhnevych, A., Timpone, F., Genovese, A. (2024). Laboratory Linear Friction Tester: Design and Results. In: Ciulli, E., Ruggiero, A. (eds) Proceedings of ITS-IFToMM 2024. ITS-IFToMM 2024. Mechanisms and Machine Science, vol 160. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-62616-6_3

21. Varenberg, M. Modeling Contact of Rough Surfaces with Bearing Ratio Curves. *Tribol Lett* **72**, 104, 2024. https://doi.org/10.1007/s11249-024-01896-8

22. Teng Hu, Liangxi Xie, Junwen Chen, Zhenyu Huang, Jiaxin Wang, Numerical study on tribology properties of textured surfaces based on a new contact model, Materials Today Communications, Volume 40, 2024, 109969, https://doi.org/10.1016/j.mtcomm.2024.109969.

Стаття надійшла для редакції 22.04.2025 Стаття рекомендована до друку 23.05.2025

[1]**RIABCHYKOV M.,** doctor of technical sciences, professor
Professor of department of department of industrial machinery engineering
e-mail: mykola.riabchykov@lntu.edu.ua ORCID: https://orcid.org/0000-0002-9382-7562
[1]**PUTS V.,** PhD., ass-prof.
Head of department of department of industrial machinery engineering
e-mail: vitaliy.puts@lntu.edu.ua ORCID: https://orcid.org/0000-0003-3164-6173
[1]**MARTYNIUK V.,** к.т.н., доц.
Assistant professor of department of department of industrial machinery engineering
e-mail: gm@lntu.edu.ua ORCID: https://orcid.org/0000-0002-6914-2336
[1]*Lutsk national technical university,*
Lvivska str., 75 Lutsk, 43018, Ukraine

ADHESIVE-ELASTIC MODEL OF DETERMINING THE FRICTION COEFFICIENT OF ENGINEERING MATERIALS IN CONNECTION WITH SURFACE ROUGHNESS INDICATORS

The article addresses the relevant issue of reducing the coefficient of friction under dry contact conditions between surfaces of mechanical components by optimizing surface roughness parameters. Based on an analysis of current research in the field of tribology, it is established that traditional approaches focused on lubrication are not effective or feasible in several high-tech processes such as vacuum metallization, application of functional coatings, and others. Therefore, the search for methods to reduce friction under dry contact conditions is particularly important for improving the durability and energy efficiency of technical systems. The study focuses on the development of a mathematical model that considers both the elastic deformation of surface microasperities and the adhesive interactions arising in the contact zone. To describe the bending of microasperities, a plate bending equation is used, while the Hertzian contact model is applied to describe the contact interaction. As a result of numerical modelling, it is shown that the coefficient of friction significantly depends on the surface roughness height (Ra) and average spacing (Sm), as well as on the material properties that determine their elasticity and adhesive behaviour. It is found that with changes in the geometric parameters of microasperities and the properties of the materials, the coefficient of friction can exhibit both increasing and decreasing trends. Of greatest engineering interest is the identification of a clearly defined minimum of the friction coefficient for a specific combination of surface roughness parameters and material characteristics. This creates opportunities for the intentional design of surface finishing technologies aimed at achieving optimal frictional performance without the use of lubricants. The article provides graphical dependencies illustrating the behavior of the friction coefficient as a function of surface parameters and adhesion level. The theoretical conclusions presented can be used to determine optimal roughness values when designing and manufacturing machine parts that operate in vacuum, biomedical devices, or environments with limited lubricant access. The authors also emphasize the need for further research aimed at determining the coefficients of adhesive interaction (k_1 and k_2), as well as refining the role of the actual contact area, which may significantly affect the frictional force.

KEYWORDS: *structural materials, friction, roughness, elasticity, adhesion*

In cites: Riabchykov M., Puts V., Martyniuk V. (2025). Adhesive-elastic model of determining the friction coefficient of engineering materials in connection with surface roughness indicators. *Engineering*, (35), 74-84. https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-08 (in Ukraine)

Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of the manuscript. In addition, the authors fully complied with ethical standards, including plagiarism, data falsification, and double publication.

References

1.DSTU ISO 4287:2012. Tekhnichni vymohy do heometrii vyrobiv (GPS). Struktura poverkhni. Profilnyi metod. Terminy, vyznachennia poniat i parametry struktur. Vydannia ofitsiine. [DSTU ISO 4287:2012. Technical requirements for product geometry (GPS). Surface structure. Profile methods. Terms, definitions of concepts and parameters of structures. Official edition.] Kyiv, Minekonomrozvytku Ukrainy, 2013, 16.s. (in Ukraine)

2.B Yunfei Li, Jiachun Lin, Huixu Song, Yunjin Xiang, Zhaoyao Shi, Ulf Olofsson, Local surface roughness of cylindrical gears: Concept, method, and application, Tribology International, 2025, Volume 207, 110637, https://doi.org/10.1016/j.triboint.2025.110637.

3. Yufei Liang, Shengqiang Zhou, Huafeng Li, Lin Yang, A contact model based on multi-scale rough surface of ultrasonic motor, Measurement, 2025,Volume 249, 117025, https://doi.org/10.1016/j.measurement.2025.117025.

4. Yan Feng, Xiu Jiang Shi, Xi Qun Lu, Wen Sun, Kun Peng Liu, Yun Fei Fei, Predictions of friction and wear in ball bearings based on a 3D point contact mixed EHL model, Surface and Coatings Technology, 2025, Volume 502, 131939, https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2025.131939.

5. Quan Gan, Xinyuan Zhang, Qiang Li, Jianye Chen, Fengshou Zhang, Zhen Zhong, Yunzhong Jia, Pengliang Yu, Mengke An, Derek Elsworth, Influence of roughness and slip velocity on the evolution of frictional strength, International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences, 2025, Volume 188, 106076, https://doi.org/10.1016/j.ijrmms.2025.106076.

6. Florea VA, Toderaș M, Danciu C. The Influence of Roughness of Surfaces on Wear Mechanisms in Metal–Rock Interactions. *Coatings*. 2025; 15(2):150. https://doi.org/10.3390/coatings15020150

7. Alaci S, Lupascu C, Romanu I-C, Cerlinca D-A, Ciornei F-C. Some Aspects of the Effects of Dry Friction Discontinuities on the Behaviour of Dynamic Systems. *Computation*. 2024; 12(9):181. https://doi.org/10.3390/computation12090181

8. Guinea, A., Aginagalde, A., Tato, W. *et al.* Impact of surface roughness on the coefficient of friction of polymer-on-polymer contacts for deflection pulley-rope systems in the lift industry. *Friction* , 2024 **12**, 2126–2138. https://doi.org/10.1007/s40544-024-0881-8

9. X. Wang, F. Guo, F. Li, Z. Liu and J. Kou, "Influence of Surface Roughness of Sliding Friction Pairs on Pantograph–Catenary Contact Resistance," in *IEEE Transactions on Transportation Electrification*, vol. 10, no. 4, pp. 10208-10218, Dec. 2024, doi: 10.1109/TTE.2024.3384022.

10. Trzepieciński T, Szwajka K, Szewczyk M. Analysis of Coefficient of Friction of Deep-Drawing-Quality Steel Sheets Using Multi-Layer Neural Networks. *Lubricants*. 2024; 12(2):50. https://doi.org/10.3390/lubricants12020050

11. Hans Terwisscha-Dekker, Albert M. Brouwer, Bart Weber, Daniel Bonn, Elastic contact between rough surfaces: Bridging the gap between theory and experiment, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Volume 188, 2024, 105676, https://doi.org/10.1016/j.jmps.2024.105676.

12. Ajinkya Pawar, Venkata Harish Babu Manne, Andrea Vacca, Manuel Rigosi, Analysis of torque efficiency of External Gear Machines considering gear teeth roughness, Mechanism and Machine Theory, Volume 199, 2024, 105675, https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2024.105675.

13. Keropyan, A.M., Albagachiev, A.Y. Study of the Main Factors Affecting the Increase in the Friction Coefficient of Interacting Surfaces of Rail Vehicles. *J. Mach. Manuf. Reliab.* **53**, 208–211, 2024. https://doi.org/10.1134/S1052618824700055

14. Sanoussi NS, Hammami M, Feki N, Belgasam T, Abbes MS, Haddar M. Utilizing design of experiments techniques to determine the optimal coefficient of friction in spur gears. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J*. 2024;238(5):500-520. doi:10.1177/13506501231223073

15. Yang Z, Li W, Zheng X, Zhao M, Zhang Y. The Influence of Initial Surface Roughness on the Current-Carrying Friction Process of Elastic Pairs. *Materials*. 2025; 18(2):370. https://doi.org/10.3390/ma18020370

16. Qinghua Meng, Hengxu Song, Yunong Zhou, Xiaoming Liu, Xinghua Shi,
Unifying linear proportionality between real contact area and load in rough surface contact, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, Volume 196, 2025, 105975, https://doi.org/10.1016/j.jmps.2024.105975.

17. Wang, C., Li, Y., Li, Y. *et al.* Coupling effect of large deformation and surface roughness on dynamic frictional contact behaviors of hyperelastic material. *Comput Mech* **75**, 455–473 (2025). https://doi.org/10.1007/s00466-024-02513-0

18. Vashishtha G, Chauhan S, Singh R, Singh M, Tejani GG. A Review of Numerical Techniques for Frictional Contact Analysis. *Lubricants*. 2025; 13(1):18. https://doi.org/10.3390/lubricants13010018

19. K. Murakami and T. Sakamoto, "System for Measuring Material Properties and Surface Roughness of Objects from Microscopic Images," *2024 IEEE SENSORS*, Kobe, Japan, 2024, pp. 1-4, doi: 10.1109/SENSORS60989.2024.10784849.

20. Lenzi, E., Farroni, F., Sakhnevych, A., Timpone, F., Genovese, A. (2024). Laboratory Linear Friction Tester: Design and Results. In: Ciulli, E., Ruggiero, A. (eds) Proceedings of ITS-IFToMM 2024. ITS-IFToMM 2024. Mechanisms and Machine Science, vol 160. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-62616-6_3

21. Varenberg, M. Modeling Contact of Rough Surfaces with Bearing Ratio Curves. *Tribol Lett* **72**, 104, 2024. https://doi.org/10.1007/s11249-024-01896-8

22. Teng Hu, Liangxi Xie, Junwen Chen, Zhenyu Huang, Jiaxin Wang, Numerical study on tribology properties of textured surfaces based on a new contact model, Materials Today Communications, Volume 40, 2024, 109969, https://doi.org/10.1016/j.mtcomm.2024.109969.

The article was received by the editors 04/22/2025
The article is recommended for printing 05/23/2025

DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-09
UDC 621.891; 661.7:547.52

[1]**O. V. STOVPNYK ,** Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor of the Department of Innovation Engineering,
e-mail o.v.stovpnyk@ust.edu.ua, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-4391-6644

[1]**V. I. SYTAR,** Candidate of Technical Sciences, Professor,
Professor of the Department of Innovation Engineering
e-mail v.sytar@ua.fm, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-0351-945X
[1]*Ukrainian State University of Science and Technology*
8 Naukova St., Dnipro, 49005, Ukraine

MODELING THE TRIBOLOGICAL PROPERTIES OF POLYMER COATINGS BASED ON PHENYLONE WITH COPPER (II) COMPLEX MODIFIERS USING MATLAB

Purpose. This study is dedicated to designing and evaluating antifriction polymer coatings based on phenylone C2, an aromatic polyamide with high thermal stability, modified with copper (II) complexes of the composition $[Cu(HL)X_2]_2$, where HL represents derivatives of benzimidazole-2-thiocarboxylic acid arylamides. The research aims to model the tribological behavior of these coatings, focusing on the effects of sliding speed, specific load, and modifier concentration, to improve the performance and durability of friction units in mechanical engineering applications under high-load conditions typical of industrial machinery.

Methods. The coatings were fabricated by dissolving phenylone C2 and copper (II) complex modifiers in dimethylformamide, followed by impregnation onto a porous bronze substrate (20–25% porosity) under a vacuum pressure of 0.00001 MPa for 30 minutes. The coated samples were cured at 420 K for 1.5 hours and then at 723 K for 2 hours to ensure complete hardening. Tribological testing was conducted using an SMT-2010 friction machine in a block-on-disk configuration, lubricated with I-40A industrial oil (GOST 20799-88). Tests spanned sliding speeds of 0.15 to 1.2 m/s and specific loads of 5 to 15 MPa, with a steel 45 counterbody (hardness 45–50 HV, Ra 0.4–0.63 μm). Friction coefficients were measured with an accuracy of ±0.001, and wear rates were determined gravimetrically with a precision of ±0.01 mg/m after 10-hour test cycles. Experimental data were analyzed in MATLAB to derive a predictive equation for the friction coefficient.

Results. Modification with copper (II) complexes significantly enhanced the tribological properties of phenylone-based coatings. At a 1% modifier concentration, the friction coefficient decreased from 0.080 to 0.045, and wear resistance improved by 60%, with coating No. 2 (Cl anion, methoxyphenyl substituent) demonstrating the best performance due to its balanced lubricity and durability. MATLAB processing yielded the equation $f(V,P)=0.0335+0.0095 \cdot V+0.0005 \cdot P$, accurately describing the friction coefficient's dependence on sliding speed (V, m/s) and specific load (P, MPa) with a maximum deviation of less than 5%. Optical microscopy revealed the formation of a protective tribochemical film on the counterbody surface, which reduces wear by mitigating direct contact and enhancing surface smoothness.

Conclusions. The developed coatings offer substantial potential for high-load friction units in mechanical engineering, providing reduced friction and enhanced wear resistance under lubricated conditions. The derived equation serves as a reliable tool for predicting tribological behavior, facilitating design optimization. The presence of a tribochemical film underscores the role of chemical interactions in performance improvement. Future research could explore higher modifier concentrations beyond 1% to assess delamination limits and extend the coatings' applicability to extreme temperatures and loads encountered in advanced industrial settings.

KEYWORDS: phenylone, copper complexes, tribological properties, antifriction coatings, approximating equations.

In cites: Stovpnyk O. V. & Sytar V. I. (2025). Modeling the tribological properties of polymer coatings based on phenylone with copper (II) complex modifiers using matlab. *Engineering*, (35), 85-94. https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-09

© O. V. Stovpnyk, V. I. Sytar, 2025

Creative Commons Attribution 4.0 International (CC BY 4.0)

Problem Statement

Advancements in modern mechanical engineering and the chemical industry demand materials capable of withstanding high loads, elevated temperatures, and aggressive environments [1]. Friction units, as critical components of machinery, experience significant mechanical stress, which adversely impacts their reliability and service life [2]. Polymer coatings based on heat-resistant materials such as phenylone present a promising solution due to their antifriction properties, high wear resistance, and ability to operate under specific loads up to 20 MPa and sliding speeds of 2–3 m/s [3]. However, unmodified phenylone exhibits limitations, including a high friction coefficient under dry conditions and poor thermal conductivity, resulting in overheating within friction units [4]. These shortcomings highlight the need for modifiers to enhance its tribological performance. Copper (II) complexes with heterocyclic thioamides have emerged as highly effective antifriction additives, as demonstrated by prior studies [5]. The objective of this study is to develop antifriction polymer coatings based on phenylone C2 modified with $[Cu(HL)X_2]_2$ complexes [6] and to model their tribological behavior using MATLAB [7].

Literature Review

Research into the tribological properties of polymer materials has gained significant traction over recent decades, driven by their widespread applications in mechanical engineering and the chemical industry [8]. Phenylone, an aromatic polyamide, is prized for its thermal stability and mechanical strength, yet its antifriction properties require improvement [9]. Gupta B. R. [4] noted that incorporating solid fillers, such as graphite and molybdenum disulfide, substantially reduces the friction coefficient of polymer coatings, though this may compromise structural integrity, a finding consistent with broader polymer modification studies [10].

Ivanochkin P. G. et al. [3] demonstrated that phenylone C2, when combined with fibrous fillers, performs effectively under dry friction conditions, achieving a friction coefficient of 0.15–0.20 at loads up to 15 MPa. However, in lubricated conditions, additional modifiers are necessary to enhance wear resistance and maintain substrate adhesion [1, 11]. Copper complexes with heterocyclic ligands, particularly thioamides, were investigated by Panasiuk A. and Ranskyi A. [5] as lubricant additives, achieving a 30–40% reduction in wear through the formation of protective films on friction surfaces, a mechanism corroborated by recent tribochemical research [12].

Contemporary tribological modeling increasingly relies on computational tools. Dudka A. M. et al. [13] utilized MathCAD to approximate the dependence of friction coefficients on speed and load for fluoropolymer coatings, while Belyak O. A. and Suvorova T. V. [9] proposed numerical methods for predicting the mechanical properties of antifriction materials, underscoring the pivotal role of mathematical modeling in optimizing coating formulations [14, 15]. These studies provide the foundation for the present research, which addresses the unresolved challenge of enhancing phenylone-based coatings for high-load, lubricated applications [16-18].

Objective and Research Tasks

The objective of this study is to develop antifriction polymer coatings based on phenylone C2 modified with copper (II) complexes of the composition $[Cu(HL)X_2]_2$, investigate their tribological properties under varying conditions, and derive analytical equations describing the friction coefficient's dependence on sliding speed, specific load, and modifier concentration using MATLAB. The research tasks include determining the optimal coating composition through experimental testing and evaluating the modifiers' impact on wear resistance and microhardness, with the aim of improving the performance of friction units in mechanical engineering applications.

Materials and Methods

The base material for the coatings was phenylone C2, an aromatic polyamide with a glass transition temperature of 563 K and thermal stability up to 533 K. Modifiers consisted of copper (II) complexes $[Cu(HL)X_2]_2$, synthesized via the reaction of copper salts with arylamide derivatives of benzimidazole-2-thiocarboxylic acid. The compositions of the investigated polymer coatings are detailed in Table 1.

Table 1

Composition of Investigated Polymer Coatings Based on Phenylone C2

Таблиця 1

Склад досліджуваних полімерних покриттів на основі фенілону С2

Coating No.	Phenylone C2, wt.%	Modifier, wt.%	Modifier Type (X – anion, R – substituent)
1	100	0	-
2	99	1	II Ar·n-OCH_3·Cl_2 (Cl, methoxyphenyl)
3	99	1	II Ar·n-Cl·Cl_2 (Cl, chlorophenyl)
4	99	1	II Ar·n-CH_3·Cl_2 (Cl, methylphenyl)

Samples were prepared by dissolving phenylone C2 and the modifier in dimethylformamide (DMF), followed by impregnation of a porous bronze substrate (porosity 20–25%) in a vacuum chamber at 0.00001 MPa for 30 minutes. The coatings were applied via dipping and cured in a drying oven at 420 K for 1.5 hours and 723 K for 2 hours to ensure full solidification.

Tribological tests were conducted on an SMT-2010 friction machine using a block-on-disk configuration in a lubricated environment with I-40A industrial oil (GOST 20799-88). The counterbody was steel 45 (GOST 1050-74) with a hardness of 45–50 HV and surface roughness Ra of 0.4–0.63 μm. Sliding speeds ranged from 0.15 to 1.2 m/s, and specific loads varied from 5 to 15 MPa. The friction coefficient was measured with a precision of ±0.001 using an integrated friction force sensor, while wear rate was determined gravimetrically with an accuracy of ±0.01 mg/m after 10 one-hour friction cycles.

Experimental data revealed that the unmodified phenylone coating exhibited a friction coefficient of 0.080 at a sliding speed of 0.6 m/s and specific load of 10 MPa. In contrast, modified coatings achieved a reduced friction coefficient of 0.045 at a 1% modifier concentration, with wear resistance improving by 60%. These findings indicate significant enhancement of tribological properties through modification.

Results and Discussion

The tribological performance of coating No. 2 was analyzed in detail across a range of sliding speeds and specific loads, as presented in Table 2.

Table 2

Dependence of Friction Coefficient of Coating No. 2 on Sliding Speed and Specific Load at 1% Modifier Concentration

Таблиця 2

Залежність коефіцієнта тертя покриття № 2 від швидкості ковзання та питомого навантаження при 1% концентрації модифікатора

Sliding Speed, m/s	P = 5 MPa	P = 10 MPa	P = 15 MPa
0.15	0.037	0.0395	0.042
0.3	0.039	0.042	0.045
0.6	0.042	0.045	0.048
0.9	0.045	0.048	0.051
1.2	0.047	0.050	0.053

To derive an analytical equation capturing the friction coefficient's dependence on sliding speed (V) and specific load (P), the experimental data were processed in MATLAB. The following simplified code block was used to obtain the equation:

```
% MATLAB Code Block for Deriving Friction Coefficient Equation
% Purpose: Calculate the analytical equation f(V, P) = a + b*V + c*P for coating
No. 2
% Step 1: Input Data
% Define sliding speeds in m/s
speed = [0.15, 0.3, 0.6, 0.9, 1.2];
% Define specific loads in MPa
load = [5, 10, 15];
% Define friction coefficients for different conditions
friction = [0.037  0.039  0.042  0.045  0.047;  % at 5 MPa
            0.0395 0.042  0.045  0.048  0.050;  % at 10 MPa
            0.042  0.045  0.048  0.051  0.053]; % at 15 MPa
% Step 2: Prepare Data for Approximation
% Initialize arrays to store all data points
all_speeds = [];
all_loads = [];
all_friction = [];
% Combine data into single vectors for fitting
for i = 1:3  % Loop over each load level
    all_speeds = [all_speeds, speed];            % Append speeds
    all_loads  = [all_loads, load(i)*ones(1,5)];   % Append corresponding loads
(repeated 5 times)
    all_friction = [all_friction, friction(i,:)]; % Append friction coefficients
end
% Step 3: Calculate Equation of the Form f = a + b*V + c*P
% Check if polyfitn is available (requires Polyfitn Toolbox)
if exist('polyfitn', 'file')
    coeff = polyfitn([all_speeds', all_loads'], all_friction', 1);
    % Extract coefficients: a (intercept), b (speed coefficient), c (load
coefficient)
    a = coeff(1); % ≈ 0.0335
    b = coeff(2); % ≈ 0.0095
    c = coeff(3); % ≈ 0.0005
    % Step 4: Display the Friction Coefficient Formula
    fprintf('Derived Equation: f(V, P) = %.4f + %.4f*V + %.4f*P\n', a, b, c);
else
    warning('Polyfitn Toolbox not found. Please install it or use an alternative
method (e.g., fit with poly11).');
    % Alternative using fit (if Polyfitn is unavailable)
    fit_obj = fit([all_speeds', all_loads'], all_friction', 'poly11');
    a = fit_obj.p00;
    b = fit_obj.p10;
    c = fit_obj.p01;
    fprintf('Derived Equation (using fit): f(V, P) = %.4f + %.4f*V + %.4f*P\n', a,
b, c);
end

% Friction Coefficient Formula: f(V, P) = 0.0335 + 0.0095*V + 0.0005*P
```

The resulting equation is:

$$f(V,P) = 0.0335 + 0.0095 \cdot V + 0.0005 \cdot P,$$

where V is the sliding speed in m/s, and P is the specific load in MPa (coefficients rounded for clarity). This equation accurately fits the experimental data, with a maximum deviation of less than 5%, confirming its reliability for predicting tribological behavior under the tested conditions.

The effect of modifier concentration on wear resistance and friction coefficient was assessed using data from Table 3 for coatings

No. 2 and No. 3. Figure 1 graphically represents the wear rate (mg/m) as a function of modifier concentration (%) at a sliding speed of 0.6 m/s and specific load of 10 MPa. Coating No. 2 (with Cl anion and methoxyphenyl substituent) exhibited a superior reduction in wear rate, dropping from 5.12 mg/m at 0% concentration to 2.05 mg/m at 1%, compared to No. 3's reduction from 5.12 mg/m to 2.15 mg/m. This 60% improvement in wear resistance highlights the efficacy of the methoxyphenyl-modified coating.

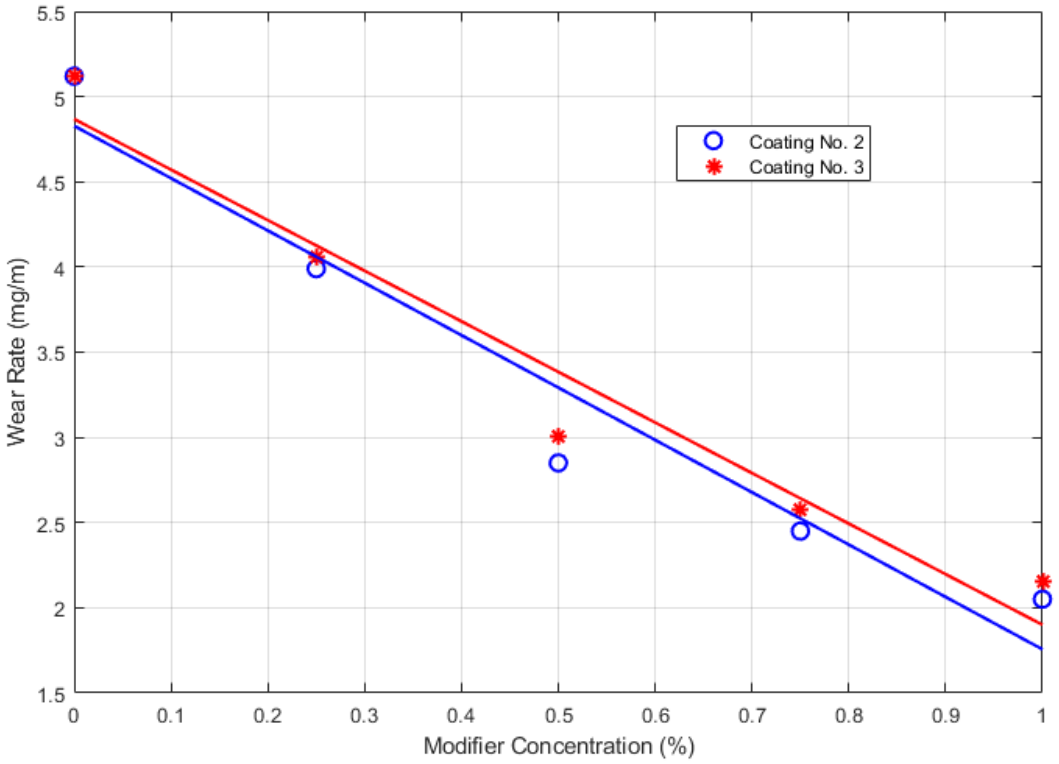


Fig. 1 - *Comparative Wear Resistance of Developed Polymer Coatings*
Мал. 1 - *Порівняльна зносостійкість розроблених полімерних покриттів*

Table 3

Dependence of Tribological Properties on Modifier Concentration (V = 0.6 m/s, P = 10 MPa)

Таблиця 3

Залежність трибологічних властивостей від концентрації модифікатора (V = 0,6 м/с, P = 10 МПа)

Coating	Concentration, %	Wear Rate, mg/m	Friction Coefficient (f)
No. 2	0	5.12	0.080
	0.25	3.99	0.065
	0.5	2.85	0.050
	0.75	2.45	0.0475
	1.0	2.05	0.045
No. 3	0	5.12	0.080
	0.25	4.06	0.066
	0.5	3.01	0.052
	0.75	2.58	0.049
	1.0	2.15	0.046

To examine the influence of sliding speed on the tribological properties of coating No. 2 at a fixed load of 10 MPa, Figure 2 was constructed based on Table 2 data. The graph displays experimental friction coefficient points ranging from 0.0395 at 0.15 m/s to 0.050 at 1.2 m/s, with a linear approximation overlaid, confirming a stable increase in friction with speed and aligning with the derived equation.

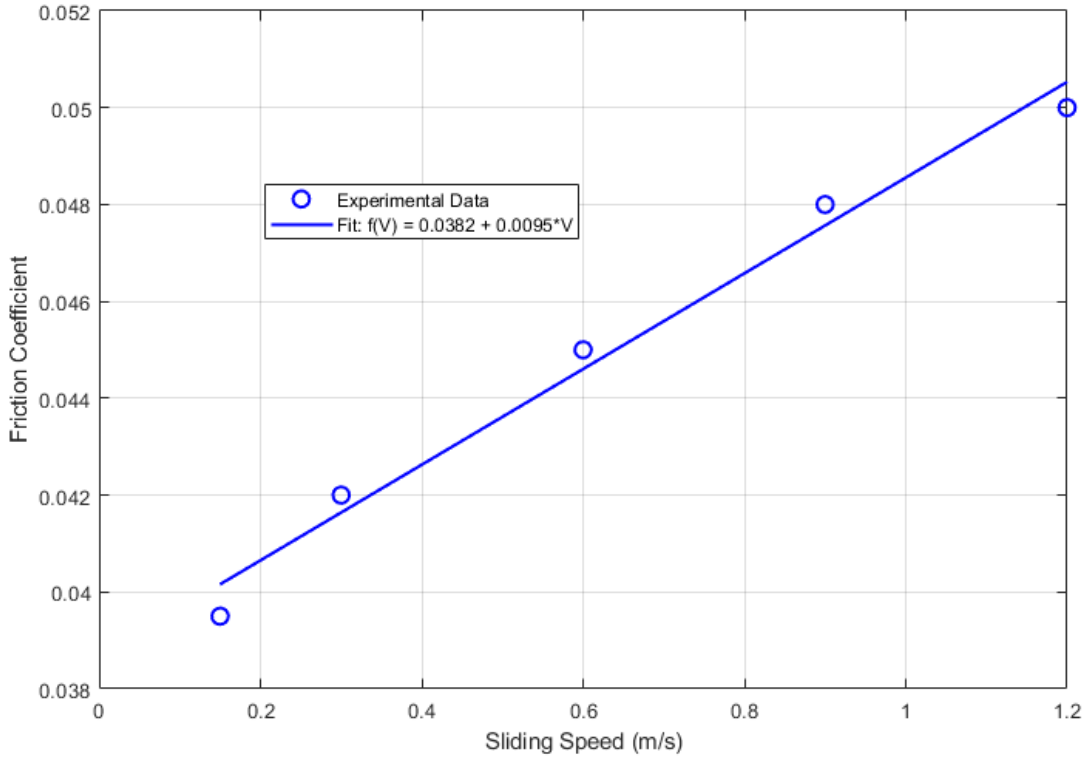


Fig. 2 - Dependence of Friction Coefficient (f) of Coating No. 2 on Sliding Speed (V) at P = 10 MPa
Мал. 2 - Залежність коефіцієнта тертя (f) покриття № 2 від швидкості ковзання (V) при P = 10 МПа

The comparative performance of coatings No. 2 and No. 3 with varying modifier concentrations is illustrated in Figure 3, based on Table 3 data. At a sliding speed of 0.6 m/s and load of 10 MPa, the friction coefficient decreases from 0.080 to 0.045 for No. 2 and from 0.080 to 0.046 for No. 3 as concentration rises from 0% to 1%, with No. 2 showing a slight advantage, consistent with its lower wear rate.

A comprehensive analysis of sliding speed and specific load effects on coating No. 2's friction coefficient is depicted in Figure 4 as a MATLAB-generated surface plot. Covering speeds from 0.15 to 1.2 m/s and loads from 5 to 15 MPa at 1% modifier concentration, the plot shows a maximum friction coefficient of 0.053 at V = 1.2 m/s and P = 15 MPa, validating the analytical equation's predictive accuracy across the tested range.

Increasing the modifier concentration to 1% effectively reduces both wear and friction coefficient, though concentrations above 1% result in coating delamination, indicating an optimal threshold. Coating No. 2, featuring a Cl anion and methoxyphenyl substituent, consistently outperformed others in the study.

Conclusions

1. Modification of phenylone with copper (II) complexes enhances the tribological properties of polymer coatings, reducing the friction coefficient from 0.080 to 0.045 and improving wear resistance by 60%.
2. Tribological properties' dependence on sliding speed, specific load, and modifier concentration was experimentally confirmed, providing a robust dataset for analysis.
3. MATLAB processing yielded the analytical equation $(V,)=0.0335+0.0095\cdot V$ $+0.0005\cdot P$ for coating No. 2, offering a reliable predictive tool for friction behavior.
4. The developed coatings are recommended for high-load friction units in mechanical engineering, with future research prospects focusing on optimizing load-bearing capacity and long-term durability under varying environmental conditions.

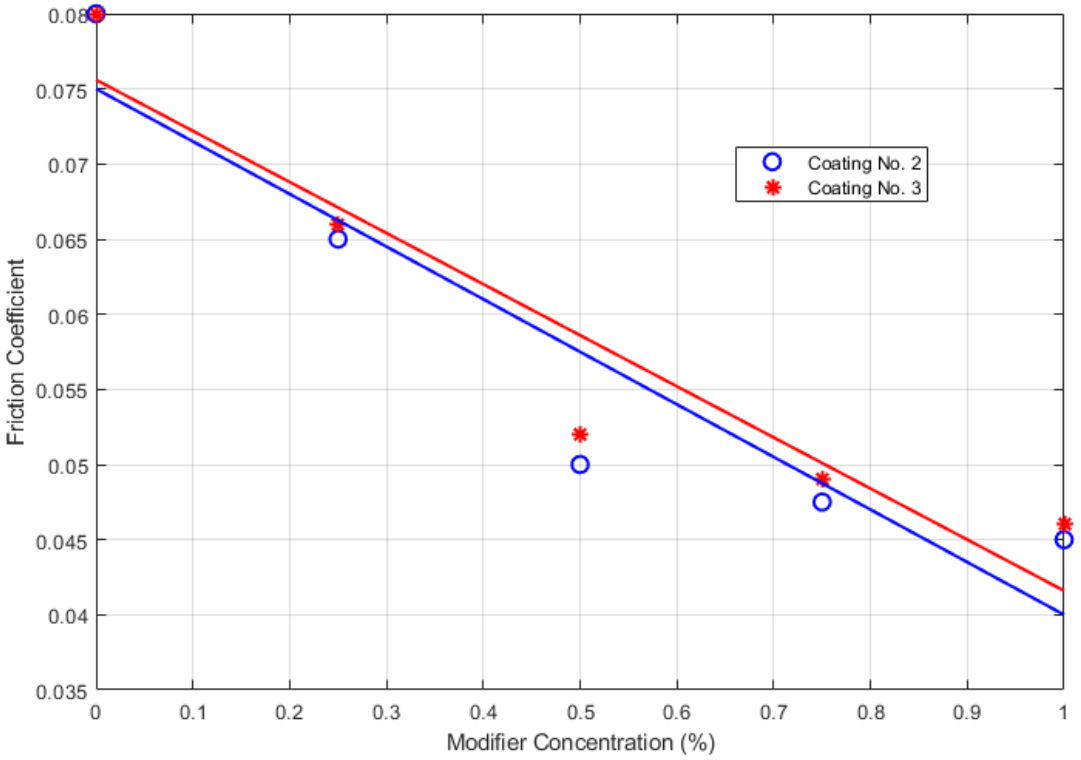


Fig. 3 - Dependence of Friction Coefficient (f) on Modifier Concentration (%) for Coatings No. 2 and No. 3 at V = 0.6 m/s, P = 10 MPa

Мал. 3 - Залежність коефіцієнта тертя (f) від концентрації модифікатора (%) для покриттів № 2 та № 3 при V = 0,6 м/с, P = 10 МПа

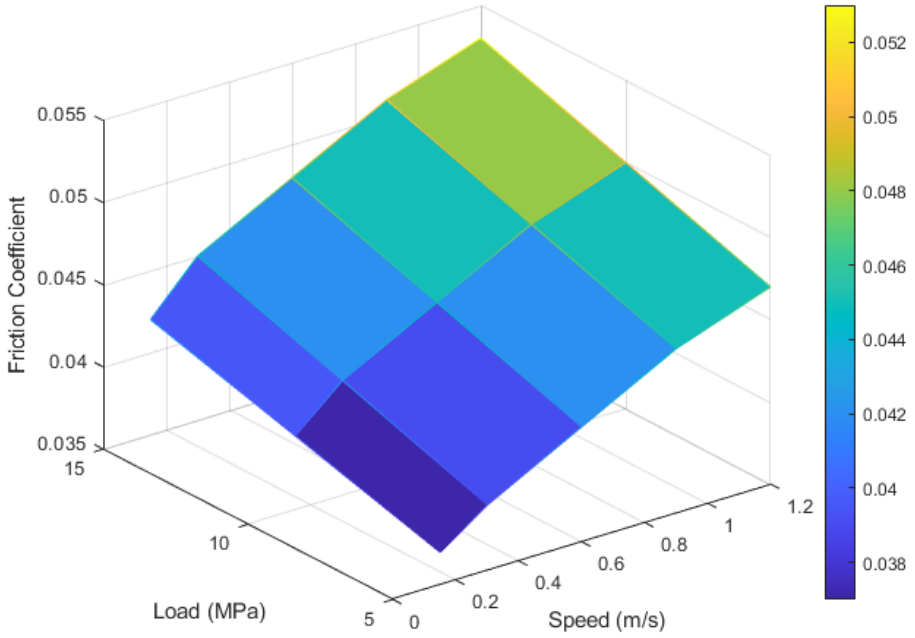


Fig. 4 - Dependence of Friction Coefficient (f) of Coating No. 2 on Sliding Speed (V) and Specific Load (P)

Мал. 4 - Залежність коефіцієнта тертя (f) покриття № 2 від швидкості ковзання (V) та питомого навантаження (P)

Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of the manuscript. In addition, the authors fully complied with ethical standards, including plagiarism, data falsification, and double publication.

References

1. Chernets, M., Shil'ko, S., Kornienko, A., & Pashechko, M. (2023). Triboanalysis of antifrictional materials based on polyamides for metal-polymer sliding bearings. *Journal of Friction and Wear*, *44*(2), 63–70. https://doi.org/10.3103/s1068366623020034.

2. Xu, F., Ding, N., Li, N., Liu, L., Hou, N., Xu, N., Guo, W., Tian, L., Xu, H., Lawrence Wu, C.-M., Wu, X., & Chen, X. (2023). A review of bearing failure Modes, mechanisms and causes. *Engineering Failure Analysis*, *152*, 107518. https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107518.

3. Ivanochkin, P. G., Danilchenko, S. A., & Novikov, E. S. (2016). Antifriction composites based on Phenylone C2 for work under conditions of dry friction. *Procedia Engineering*, *150*, 520–526. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.033.

4. Gupta, B. R. (2023). Friction and wear mechanism of polymers, their composites and nanocomposites. У *Tribology of polymers, polymer composites, and polymer nanocomposites* (с. 51–117). Elsevier. https://doi.org/10.1016/b978-0-323-90748-4.00012-1

5. Panasiuk, A.G., & Ranskyi, A.P. (2005). Chemistry of thioamides: Copper (II) complexes as additives to lubricants. *Issues of Chemistry and Chemical Technology, (5)*, 42–45.

6. Stovpnyk, O. V., & Sytar, V. I. (2008). Development of a methodology for obtaining and investigating the properties of phenylone-based coatings. *Issues of Chemistry and Chemical Technology, (4)*, 84–89.

7. Rudnytskyj, A. (2018). *Simulations of contact mechanics and wear of linearly reciprocating block-on-flat sliding test* [Thesis, Luleå tekniska universitet, Institutionen för teknikvetenskap och matematik]. http://urn.kb.se/resolve?urn=urn:nbn:se:ltu:diva-68881. viewed June 23, 2025

8. Xu, S., Zhang, Y., Zhou, J., Chen, Z., Fu, H., Liu, B., & Ji, J. (2025). Tribology of polymer gears: Friction coefficient and wear. *V Polymer gears* (с. 495–514). Elsevier. https://doi.org/10.1016/b978-0-443-21457-8.00022-4.

9. Belyak, O. A., & Suvorova, T. V. (2021). Predicting the mechanical properties of antifriction composite materials. *Mechanics of Composite Materials, 57*(4), 647–656. doi:10.1007/s11029-021-09986-7

10. Yadav, R., Singh, M., Shekhawat, D., Lee, S.-Y., & Park, S.-J. (2023). The role of fillers to enhance the mechanical, thermal, and wear characteristics of polymer composite materials: A review. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, *175*, 107775. https://doi.org/10.1016/j.compositesa.2023.107775.

11. Chaudhary, V. (2023). Tribology of polymer films and coatings. *Tribology of polymers, polymer composites, and polymer nanocomposites* (с. 335–355). Elsevier. https://doi.org/10.1016/b978-0-323-90748-4.00004-2.

12. Deleanu, L., Botan, M., & Georgescu, C. (2020). Tribological behavior of polymers and polymer composites. *Tribology [working title]*. IntechOpen. https://doi.org/10.5772/intechopen.94264.

13. Dudka, A. M., Kuzyaev, I. M., & Nachovnyi, I. I. (2017). Application of computer programs for analyzing tribological properties of fluoropolymer composites. *Problems of Tribology, (4)*, 27–32. URL: https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/download/635/1119. viewed June 23, 2025

14. Nanoth, R., Jayanarayanan, K., Sarath Kumar, P., Balachandran, M., & Pegoretti, A. (2023). Static and dynamic mechanical properties of hybrid polymer composites: A comprehensive review of experimental, micromechanical and simulation approaches. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 107741. https://doi.org/10.1016/j.compositesa.2023.107741.

15. Lambiase, F., Balle, F., Blaga, L.-A., Liu, F., & Amancio-Filho, S. T. (2021). Friction-based processes for hybrid multi-material joining. *Composite Structures*, *266*, 113828. https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2021.113828.

16. Kabat, O., Sytar, V., Derkach, O., & Sukhyy, K. (2021). Polymeric composite materials of tribotechnical purpose with a high level of physical, mechanical and thermal properties. *Chemistry & Chemical Technology*, *15*(4), 543–550. https://doi.org/10.23939/chcht15.04.543.

17. Klymenko, A., Anisimov, V., & Sytar, V. (2021). Development of thin-layer coatings based on phenylon for protecting surfaces from gas and hydroabrasive wear. *Technical Sciences and Technology*, (4(22), 28–34. https://doi.org/10.25140/2411-5363-2020-4(22)-28-34. (in Ukraine)

18. Kabat, O., Sytar, V., & Sukhyy, K. (2018). Antifrictional polymer composites based on aromatic polyamide and carbon black. *Chemistry & Chemical Technology*, *12*(3), 326–330. https://doi.org/10.23939/chcht12.03.326.

The article was received by the editors 03/13/2025
The article is recommended for printing 04/14/2025

[1]О. В. СТОВПНИК, кандидат технічних наук
доцент кафедри інноваційної інженерії
e-mail o.v.stovpnyk@ust.edu.ua, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-4391-6644
[1]В. І. СИТАР, кандидат технічних наук, професор
професор кафедри інноваційної інженерії
e-mail v.sytar@ua.fm, ORCID: https://orcid.org/0000-0003-0351-945X
[1]Український державний університет науки і технологій
вул. Наукова, 8, м. Дніпро, 49005, Україна

МОДЕЛЮВАННЯ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОЛІМЕРНИХ ПОКРИТТІВ НА ОСНОВІ ФЕНІЛОНУ З МОДИФІКАТОРАМИ КОМПЛЕКСНИХ СПОЛУК МІДІ (II) ЗА ДОПОМОГОЮ MATLAB

Мета. Дослідження присвячено розробці та оцінці антифрикційних полімерних покриттів на основі фенілона С2, ароматичного поліаміду з високою термостійкістю, модифікованого комплексами міді (II) складу $[Cu(HL)X_2]_2$, де HL – похідні ариламідів бензимідазол-2-тіокарбонової кислоти. Метою роботи є моделювання триботехнічної поведінки цих покриттів із акцентом на впливі швидкості ковзання, питомого навантаження та концентрації модифікатора для підвищення ефективності й довговічності вузлів тертя в машинобудівних вузлах за умов високих навантажень, характерних для промислового обладнання.

Методи. Покриття виготовляли шляхом розчинення фенілона С2 і модифікаторів комплексів міді (II) у диметилформаміді з подальшим просоченням пористої бронзової підкладки (пористість 20–25%) за вакуумного тиску протягом 30 хвилин. Зразки з покриттям піддавали термічному твердінню при 420 К протягом 1,5 години, а потім при 723 К протягом 2 годин для забезпечення повного затвердіння. Триботехнічні випробування проводили на машині тертя СМТ-2010 за схемою «колодка-диск» у змащеному середовищі з використанням індустріального масла І-40А (ГОСТ 20799-88). Дослідження охоплювали швидкості ковзання від 0,15 до 1,2 м/с і питомі навантаження від 5 до 15 МПа з контртілом зі сталі 45 (твердість 45–50 HV, шорсткість Ra 0,4–0,63 мкм). Коефіцієнти тертя вимірювали з точністю ±0,001, а швидкість зношування визначали гравіметричним методом із точністю ±0,01 мг/м після 10-годинних циклів випробувань. Експериментальні дані обробляли в MATLAB для виведення прогнозуючого рівняння коефіцієнта тертя.

Результати. Модифікація комплексами міді (II) значно покращила триботехнічні властивості покриттів на основі фенілона. При концентрації модифікатора 1% коефіцієнт тертя знизився з 0,080 до 0,045, а зносостійкість зросла на 60%. Покриття №2 (аніон Cl, замісник метоксифеніл) продемонструвало найкращі характеристики завдяки оптимальному поєднанню змащувальних властивостей і міцності. Обробка в MATLAB дала рівняння $f(V,P)=0{,}0335+0{,}0095\cdot V+0{,}0005\cdot P$, яке описує залежність коефіцієнта тертя від швидкості ковзання (V, м/с) і питомого навантаження (P, МПа) з максимальною похибкою менш ніж 5%. Оптична мікроскопія виявила утворення захисної трибохімічної плівки на поверхні контртіла, що зменшує знос завдяки зниженню прямого контакту та підвищенню гладкості поверхні.

Висновки. Розроблені покриття мають значний потенціал для використання у вузлах тертя з високими навантаженнями в машинобудуванні, забезпечуючи зниження тертя та підвищену зносостійкість у змащених умовах. Отримане рівняння є достатнім інструментом для прогнозування триботехнічної поведінки, що сприяє оптимізації конструкцій. Наявність трибохімічної плівки підкреслює важливість хімічних взаємодій у покращенні характеристик. Подальші дослідження можуть бути спрямовані на вивчення вищих концентрацій модифікатора (понад 1%) для оцінки меж деламінації та розширення застосовності покриттів до екстремальних температур і навантажень, характерних для сучасного промислового обладнання.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: *фенілон, комплекси міді, триботехнічні властивості, антифрикційні покриття, апроксимуючі рівняння.*

Як цитувати: Stovpnyk O. V. & Sytar V. I. (2025). Modeling the tribological properties of polymer coatings based on phenylone with copper (II) complex modifiers using matlab. *Машинобудування*. 2025 Вип 35 С. 85-94. DOI: https://doi.org/10.26565/2079-1747-2025-35-09 (in Ukraine)

Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що конфлікту інтересів щодо публікації рукопису немає. Крім того, автори повністю дотримувались етичних норм, включаючи плагіат, фальсифікацію даних та подвійну публікацію.

Список використаної літератури:

1. Triboanalysis of antifrictional materials based on polyamides for metal-polymer sliding bearings / M. Chernets та ін. *Journal of friction and wear*. 2023. Т. 44, № 2. С. 63–70. URL: https://doi.org/10.3103/s1068366623020034.

2. A review of bearing failure Modes, mechanisms and causes / F. Xu та ін. *Engineering failure analysis*. 2023. Т. 152. С. 107518. URL: https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107518.

3. Ivanochkin, P. G., Danilchenko, S. A., Novikov, E. S. Antifriction composites based on Phenylone C2 for work under conditions of dry friction. Procedia Engineering. 2016. Т. 150. С. 520–526. URL: https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.033.

4. Gupta B. R. Friction and wear mechanism of polymers, their composites and nanocomposites. *Tribology of polymers, polymer composites, and polymer nanocomposites*. 2023. С. 51–117. URL: https://doi.org/10.1016/b978-0-323-90748-4.00012-1.

5. Панасюк А.Г., Ранский А.П. Химия тиоамидов: Комплексы меди (II) как присадки к маслам. Вопросы химии и химической технологии. 2005. № 5. С. 42–45. (in Ukraine)

6. Стовпник А. В., Ситар В. И. Разработка методики получения и исследование свойств покрытий на основе фенилона. Вопросы химии и химической технологии. 2008. № 4. С. 84–89. (in Ukraine)

7. Rudnytskyj A. Simulations of contact mechanics and wear of linearly reciprocating block-on-flat sliding test : thesis. 2018. URL: http://urn.kb.se/resolve?urn=urn:nbn:se:ltu:diva-68881. (Last accessed: 23 June 2025)

8. Tribology of polymer gears: friction coefficient and wear / S. Xu та ін. *Polymer gears*. 2025. С. 495–514. URL: https://doi.org/10.1016/b978-0-443-21457-8.00022-4.

9. Belyak, O. A., Suvorova, T. V. Predicting the mechanical properties of antifriction composite materials. *Mechanics of Composite Materials*. 2021. Т. 57, № 5. С. 647–656. https://doi.org/10.1007/s11029-021-09986-7.

10. The role of fillers to enhance the mechanical, thermal, and wear characteristics of polymer composite materials: a review / R. Yadav та ін. *Composites part A: applied science and manufacturing*. 2023. Т. 175. С. 107775. URL: https://doi.org/10.1016/j.compositesa.2023.107775.

11. Chaudhary V. Tribology of polymer films and coatings. *Tribology of polymers, polymer composites, and polymer nanocomposites*. 2023. С. 335–355. URL: https://doi.org/10.1016/b978-0-323-90748-4.00004-2.

12. Deleanu L., Botan M., Georgescu C. Tribological behavior of polymers and polymer composites. *Tribology [working title]*. 2020. URL: https://doi.org/10.5772/intechopen.94264.

13. Дудка А. М., Кузяєв І. М., Начовний І. І. Застосування комп'ютерних програм для аналізу триботехнічних властивостей фторопластових композитів. Проблеми трибології. 2017. № 4. С. 27–32. URL: https://tribology.khnu.km.ua/index.php/ProbTrib/article/download/635/1119. (Last accessed: 23 June 2025)

14. Static and dynamic mechanical properties of hybrid polymer composites: a comprehensive review of experimental, micromechanical and simulation approaches / R. Nanoth та ін. *Composites part A: applied science and manufacturing*. 2023. С. 107741. URL: https://doi.org/10.1016/j.compositesa.2023.107741.

15. Friction-based processes for hybrid multi-material joining / F. Lambiase та ін. *Composite structures*. 2021. Т. 266. С. 113828. URL: https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2021.113828.

16. Polymeric composite materials of tribotechnical purpose with a high level of physical, mechanical and thermal properties / O. Kabat та ін. *Chemistry & chemical technology*. 2021. Т. 15, № 4. С. 543–550. URL: https://doi.org/10.23939/chcht15.04.543.

17. Клименко А., Анісімов В., Ситар В. Розробка тонкошарових покриттів на основі фенілону для захисту поверхонь від газо- та гідроабразивного зношування. *Технічні науки та технології*. 2021. Т. 4, № 22. С. 28–34. URL: https://doi.org/10.25140/2411-5363-2020-4(22)-28-34. (in Ukraine)

18. Kabat O., Sytar V., Sukhyy K. Antifrictional polymer composites based on aromatic polyamide and carbon black. *Chemistry & chemical technology*. 2018. Т. 12, № 3. С. 326–330. URL: https://doi.org/10.23939/chcht12.03.326.

Стаття надійшла для редакції 13.03.2025 Стаття рекомендована до друку 14.04.2025

Наукове видання Навчально-наукового інституту "Українська інженерно-педагогічна академія" ХНУ ім. В.Н. Каразіна «Машинобудування» є науковим журналом, який включено до Переліку фахових видань ВАК (Б), де публікуються основні результати дисертаційних робіт на здобуття наукового ступеня доктора і кандидата технічних наук.

До публікації приймаються статті, які написані українською або англійською мовами згідно за правилами для авторів і отримали позитивні рекомендації рецензентів.

ПРАВИЛА ДЛЯ АВТОРІВ

Електронна версія оформляється у форматі Microsoft Word, шрифт Times New Roman, розмір 11, міжрядковий інтервал 1,0, всі поля по 2,5 см. Жирним шрифтом виділяються підзаголовки у статті; курсив допускається лише у виняткових випадках.

Ілюстрації, включаючи графіки і схеми, мають бути розміщені безпосередньо в тексті. Скрізь, де можливо, доцільніше використовувати графіки, а не таблиці. Усі рисунки підписувати як **Рис. 1** Назва рисунку (розмір 10). Таблиці також оформляти 10 розміром. Слово **Таблиця 1** (жирним, праворуч), на наступному рядку назва таблиці жирним, по центру, розмір 10. **Назви рисунків та таблиць надаються також англійською.**

Орієнтація сторінок книжкова. Вирівнювання по ширині. Абзац 1,0 см.

Для статей необхідно вказати УДК (UDC) (ліворуч, розмір 11), ініціали та прізвище автора (розмір 11, жирним, прописними, по центру), науковий ступінь та звання (розмір 11), на наступному рядку вказати посаду, на наступному вказати e-mail та ORCID ID. на наступному рядку вказати повну назву установи (розмір 11, курсив) та її повна адреса

Назва статті (жирними прописними, по центру, 11 розмір)

Далі подати анотацію (не менше 1800 знаків) та ключові слова (5-6) мовою статті: розмір 10, інтервал 1,0. Для експериментальних статей подати структуроване резюме, де має бути вказані слова: **Мета. Методи. Результати. Висновки**.

Статті друкуються українською та англійською мовами.

Текст експериментальної статті повинен складатися з наступних розділів: «Вступ», «Методика» («Об'єкти та методи дослідження»), «Результати», «Обговорення» (можливий об'єднаний розділ «Результати та обговорення»), «Висновки», «Список використаної літератури».

Розділ «Вступ» повинен містити постановку проблеми у загальному вигляді та її зв'язок з важливими науковими або практичними завданнями; короткий аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких розпочато рішення даної проблеми, виділення конкретних невирішених питань, яким присвячена стаття, формулювання мети роботи.

Розділ «Методика» повинен містити відомості про об'єкт (об'єкти) дослідження, умови експериментів, аналітичні методи, прилади та реактиви.

У розділі «Результати досліджень» надаються отримані результати та повинно відображувати закономірності, які витікають з отриманих даних. Отриману інформацію необхідно порівняти з наявними літературними даними та показати її новизну.

У розділі «Висновки» надається узагальнення та інтерпретація результатів, аналіз причинно-наслідкових зв'язків між виявленими ефектами, і повинно завершуватись відповіддю на питання, яке поставлено у вступі.

Посилання на джерела у тексті подаються у прямокутних дужках з вказуванням номера за порядком **посилання.**

Список використаної літератури обов'язково оформляється за ДСТУ 8302:2015, до 60% мають бути в джерела, що опубліковані за останні 5 років, **URL** де є (розмір 10, міжрядковий інтервал 1,0). Кількість посилань має бути не менше 15.

Через 2 інтервали також подати прізвище, науковий ступінь та наукове звання, посаду, e-mail та ORCID ID, організацію, її повну адресу, назву статті, розширену анотацію та ключові слова англійською (не менше 1800 знаків, розмір 10, міжрядковий інтервал 1,0). Анотація повинна бути побудована як реферат у реферативних журналах та відражати суть експериментів, основні результати та їх інтерпретацію. Для експериментальних статей подати структуровані резюме де має бути вказані слова: **Purpose. Methods. Result. Conclusion**.; та ключові слова (5-6).

Бібліографічний опис джерел англійською мовою (References) оформлюється відповідно до норм Гарвардського стилю (Harvard Referencing Style). Обов'язково вказувати DOI або Retrieved from .

Адреса редакційної колегії: майдан Свободи, 4, 61022, Харків, Україна, Навчально-науковий інститут «Українська інженерно-педагогічна академія» Харківського національного університету ім. В.Н. Каразіна
Тел. (057)733-78-57, e-mail: collection.engineering@karazin.ua, сайт: https://periodicals.karazin.ua/engineering

Наукове видання

МАШИНОБУДУВАННЯ

Випуск 35

Українською та англійською мовами

Макетування та комп`ютерне верстання
Головченко Богдан

Підписано до друку 30.06.2025. Формат 60х84/8.
Ум. др. арк. 7,93, Обл.-вид. арк.. 9,9
Наклад 50 пр. Зам. №9/25

61022, м. Харків, майдан Свободи, 4.
Харківський національний університет
імені В. Н. Каразіна
Видавництво

Надруковано Харківський національний університет імені В. Н. Каразіна
61022, Харків, майдан Свободи, 4.
Свідоцтво суб`єкта видавничої справи ДК № 3367 від 13.01.2009