

ISSN (print) 2413-8959
ISSN (online) 2786-9490

Техніка будівництва

Збірник наукових праць



Construction Engineering

Collection of scientific works

42, 2025

Construction Engineering

Техніка будівництва

Collection of
scientific works

Збірник
наукових праць

Issue 42

Випуск 42

2025

2025

Published since 1997

Видається з 1997 року

Kyiv National
University of Construction
and Architecture

Київський національний
університет будівництва і
архітектури

ISSN (print) 2413-8959
ISSN (online) 2786-9490

Видається з 1997 р. двічі на рік

Засновники: Київський національний університет будівництва і архітектури,

Збірник наукових праць «Техніка будівництва» зареєстровано в Національній раді України з питань телебачення і радіомовлення, рішення №223 від 01.02.2024 р. Ідентифікатор медіа: R30-02587 (реєстрація суб'єктів у сфері медіа).

Видання внесено до Категорії Б «Переліку наукових фахових видань України» наказом Міністерства освіти і науки України №582 від 24.04.2024 р.

Головний редактор: *Назаренко І.І.*, д-р техн. наук, проф.

Заступник головного редактора: *Дєдов О.П.*, д-р техн. наук, доц.

Відповідальний секретар: *Мищук Є.О.*, к-т техн. наук, доц.

Редакційна колегія:

Кузьмінець М.П., д-р техн. наук, проф. (м. Київ, Україна);

Саленко Ю.С., д-р техн. наук, проф. (м. Кременчук, Україна);

Кравець С.В., д-р техн. наук, проф. (м. Рівне, Україна);

Почка К.І., д-р техн. наук, проф. (м. Київ, Україна);

Волошкіна О.С., д-р техн. наук, проф. (м. Київ, Україна);

Кривомаз Т.І., д-р техн. наук, проф. (м. Київ, Україна);

Шаманський С.І., д-р техн. наук, проф. (м. Київ, Україна);

Ткаченко Т.М., д-р техн. наук, проф. (м. Київ, Україна)

Ужма Адам, д-р техн. наук, доц. (м. Ченстохова, Польща);

Левченко Л.О., д-р техн. наук, проф. (м. Київ, Україна);

Тихенко О.М., д-р техн. наук, проф. (м. Київ, Україна);

Рекомендовано до друку Вченою радою Київського національного університету будівництва і архітектури, протокол № 31 від 28.03.2025 р.

Усі права застережені. Відповідальність за зміст та достовірність наведених даних несуть автори публікацій.

Адреса редакції: 03037, м. Київ, проспект Повітряних сил України, 31, кім.603б.
тел. +38 044 241-5548, e-mail: tehbud@knuba.edu.ua

Редактор *Дьяченко О.С.*

Комп'ютерна верстка *Слюсар В.С.*

У Збірнику публікуються результати теоретичних і прикладних наукових досліджень, а також конструкторських робіт в галузі будівництва та будівельної техніки

Мова видання: українська, англійська

© Київський національний університет будівництва і архітектури, 2025

ЗМІСТ

<i>Галузеве машинобудування.....</i>	<i>4</i>
Mykola Nesterenko, Vasyl Vedmid Theoretical principles and analysis of the concrete mix compaction process	4
Микола Шаповал, Вадим Михайлик Теоретичні дослідження роботи розчинонасосів з різними конструктивними особливостями приводів	14
Roman Salnikov, Virchenko Viktor Comparative analysis of mathematical models for the screw unit in small continuous-operation plastering machines	27
Олександр Орисенко, Олександр Шека Розроблення вібраційної опори змінної жорсткості для одномасових вібраційних площадок малої вантажопідйомності	36
Ігор Косминський Методика викладання дисципліни «торговельне обладнання» для студентів спеціальності «торгово-комерційна діяльність» у закладах вищої освіти будівельно-архітектурного профілю	45
Rudyk Rostyslav, Virchenko Viktor Increasing the efficiency of gravity mixing for concrete mixtures.....	50
Бугров Дмитро Параметри віброабразивного процесу та їхній вплив на ефективність обробки в віброустановках із активним робочим органом	61
Yevhen Mishchuk Analysis and assessment of the productivity of jack and cone crushers depending on the frequency of revolution of the working bodies.....	70
Андрій Яковенко, Олексій Васильєв, Сергій Жигилій Визначення положення центра інерції порожнистого корпусу вібромашини ВП-10 та відповідного осьового моменту інерції	83
Nesterenko Mykola, Yurii Tikan, Nesterenko Tetiana, Anishchenko Anna Vibratory conveyors: design features and operation	92
Іван Назаренко, Олександр Дьяченко, Микола Нестеренко Аналіз параметрів процесу ущільнення бетонного розчину і обґрунтування конструкцій дебалансного вібробудника зі змінними параметрами якості при контролі параметрів з'єднань машин промисловості будівельних матеріалів.....	102
Микола Клименко, Дмитро Альбещенко Дослідження надійності будівельної техніки та функціонально-технічних показників підйомних механізмів.....	116
Микола Клименко, Василь Марач, Михайло Губчик Порівняння конструкцій робочих органів вертикальних валкових млинів.....	123
Юрій Човнюк, Андрій Задорожний, Петро Чередніченко, Ольга Остапушенко, Ігор Кравченко Оцінка параметрів нестационарних коливань будівельних механізмів і машин у процесі їх вібровипробувань	131
Іван Назаренко, Мішук Євген, Петро Ладкін Дослідження параметрів вібраційної щоккової дробарки з врахуванням дисипативних сил.....	137
<i>Технологія захисту навколишнього середовища.....</i>	<i>144</i>
Назарій Негода, Олена Жукова, Ірина Кордуба Характеристика основних порушень функціонально-планувальної структури урбоекосистем внаслідок антропогенного навантаження.....	144
Олексій Забарилло, Юлія Коротких, Павло Забарилло Застосування зарубіжного досвіду диверсифікації джерел енергогенерації для зміцнення енергетичної незалежності України	153
Олена Жукова, Павло Старжинський Війна та її наслідки для поверхневих водоем.....	162
Тетяна Ткаченко, Ілля Святогоров Розпланування територій під житлову забудову за умов створення теплокомфортного житлового середовища.....	168
Марина Кравченко, Тетяна Ткаченко, Андрій Щербак Дослідження впливу рослин на функціональну ефективність конструкцій дощових садів: аналіз рекомендацій та наукових результатів.....	177

Галузеве машинобудування

UDC 666.9.033

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0501>**¹Mykola Nesterenko,**Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Industrial Engineering and Mechatronics, <https://orcid.org/0000-0002-4073-1233>, e-mail: nesterenkonikola@gmail.com**¹Vasyl Vedmid,**Postgraduate student, <https://orcid.org/0000-0003-1514-1212>, e-mail: vvedmyd@gmail.com¹National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic» Pershotravneva Avenue 24, Poltava, 36011, Ukraine

ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ ТА АНАЛІЗ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

АНОТАЦІЯ. У статті розглядаються основні параметри та режими вібраційного ущільнення бетонних сумішей, а також аналізуються ефективність різних типів вібрацій і їх вплив на фізико-механічні властивості матеріалів. Особливу увагу приділено питанням вибору амплітуди та частоти коливань, а також їх взаємодії з реологічними характеристиками суміші, такими як густина, модуль пружності та швидкість поширення хвиль. Автори підкреслюють важливість врахування змінних параметрів вібраційних процесів для досягнення оптимальних результатів ущільнення, зокрема в контексті зменшення енергоспоживання та часу обробки. Зокрема, обговорюється ефективність віброударних режимів і нових напрямків, таких як просторові коливання, що суттєво підвищують ефективність ущільнення завдяки напруженням зсуву. Результати експериментальних досліджень та теоретичний аналіз підтверджують необхідність комплексного підходу до вибору режимів вібрації в залежності від фізико-механічних властивостей матеріалу. Стаття має на меті сприяти розвитку більш ефективних технологій вібраційного ущільнення у будівництві та матеріалознавстві.

Ключові слова: вібраційне ущільнення, частота коливань, енергетична ефективність, реологічні характеристики, просторові коливання, ущільнення бетонної суміші, ефективність ущільнення.

THEORETICAL PRINCIPLES AND ANALYSIS OF THE CONCRETE MIX COMPACTION PROCESS

ABSTRACT. This article discusses the main parameters and modes of vibrational compaction of concrete mixtures, as well as analyzes the effectiveness of different types of vibrations and their impact on the physical and mechanical properties of materials. Special attention is given to the issues of selecting the amplitude and frequency of oscillations, as well as their interaction with the rheological characteristics of the mixture, such as density, modulus of elasticity, and wave propagation velocity. The authors emphasize the importance of considering the variable parameters of the vibration process to achieve optimal compaction results, particularly in the context of reducing energy consumption and processing time. Specifically, the effectiveness of vibro-impact modes and new directions, such as spatial vibrations, is discussed, which significantly improve compaction efficiency through shear stresses. Experimental research results and theoretical analysis confirm the necessity of a comprehensive approach to the selection of vibration modes depending on the physical and mechanical properties of the material. The article aims to promote the development of more efficient vibrational compaction technologies in construction and materials science.

Keywords: vibrational compaction, vibration frequency, energy efficiency, rheological characteristics, spatial vibrations, concrete mixture compaction, compaction efficiency.

1. Problem statement. The process of compaction of concrete mixtures using vibrations is an important stage in the production of concrete products, as it directly affects the mechanical properties of the material, such as strength, structural stability and durability. However, to achieve optimal results in the compaction process, it is necessary to determine the most effective vibration

parameters, such as amplitude, oscillation frequency, compaction time and energy characteristics, which is an extremely difficult task due to the interdependencies between these factors. In addition, various modes vibration influence can have different impact on physical and mechanical properties concrete mixtures, as well as on energy efficiency process.

Despite the significant number research in this field, there is a need for a more precise definition optimal parameters vibration compaction for specific production conditions, which will improve quality concrete mixtures, reduce energy costs and increase efficiency production. Thus, the development of new approaches to determining parameters vibration seals that will allow for the most accurate prediction final results and achieve the optimal balance between strength and productivity.

2. Analysis of publications on the research topic. The study of the process of vibration compaction of concrete mixtures is an important area of research in the field of construction, because the correct application of vibration significantly improves the mechanical and physical properties of concrete. Since the introduction of vibrations into the technology of compaction of concrete mixtures at the end of the 19th century, a large number of publications have appeared that consider various aspects of the vibration process and its effect on materials.

One of the main research directions influence amplitudes and frequencies vibrations on sealing characteristics concrete mixtures. Works Freysin (1899) and subsequent studies have shown the importance choice correct values these parameters to achieve optimal results in compaction. In particular, studies [1] emphasize the importance of an oscillation amplitude of at least 0.2 mm at a frequency of 314 s^{-1} to ensure effective consolidation concrete mixtures. At the same time, studies [2] suggest a wider range of values amplitude from 0.35 mm to 0.5 mm, which shows the need for fine tuning parameters depending on from production conditions.

Later works, such as [3], reveal the importance of considering amplitude and frequency. vibrations not as independent parameters, and in the relationship, because optimal parameters vibrations must consider comprehensive characteristics of the material. This confirm also research vibro-impact modes in which the oscillation frequency can be reduced to 5–10 Hz, but with significantly larger amplitude oscillations (up to 10 mm) [4, 5]. Such approach allows get significant energy efficiency, reducing compaction time at high productivity.

Special attention also deserve work that analyze influence horizontal vibrations and their combination with vertical oscillations. Works [1–5] and [8] consider the effects of resonant horizontal oscillations that allow effectively condense concrete mixture thanks to sliding tensions, which arise when using such modes. Additional vertical vibrations created special vibrators, too improve efficiency compaction due to dominance vertical component active forces.

Recent work [8-9] confirms that the mixed application horizontal and vertical vibrations with optimal parameters can substantially to increase energy efficiency process compaction, reducing costs energy when reaching required characteristics of concrete. However these research also indicate insufficient clarity in defining assessment methodologies energy characteristics, such as specific energy and coefficient energy efficiency, which needs further clarifications and development.

Thus, despite the significant amount scientific research, vibrational topic consolidation concrete mixtures still needs further research, especially regarding the precise choice optimal parameters vibration modes, methods of determination energy characteristics and applications new types vibration installations.

3. Purpose and objectives of the study. The purpose of the study is to optimize the parameters of vibration compaction of concrete mixtures to improve their energy efficiency and quality. The tasks are to analyze existing vibration modes, determine the influence of amplitude, frequency and energy characteristics on the compaction process, and develop recommendations for choosing optimal parameters for different production conditions. The study also includes an assessment of the effectiveness of mixed vibration modes and their influence on the physical properties of concrete.

4. Analysis of theoretical aspects of the process of compaction of concrete mixtures.

The working process of compaction of building mixtures consists in transferring energy from the working body of the vibrating machine to the material structure. As a result, stresses arise that form deformations of the medium, which ensures the compaction of the mixture. To achieve optimal compaction conditions, it is important to know how the physical and mechanical properties of the medium change, which affect the interaction of stresses and deformations. The study of the properties of the medium includes the development of a mathematical model that establishes the relationship between stresses and deformations in the form of equations of state. This allows you to estimate the resistance of the medium to the working body. Based on the obtained data on the resistance of the medium, these characteristics are taken into account in the general equations of motion of the "machine - medium" system, which helps to determine the parameters of the operation of the machines. For example, the Hooke model is widely used for metals, and the Newton model for liquids. At the same time, the Hooke model is effective only within the limits of elastic deformations, while beyond these limits it is necessary to take into account the plastic and inelastic (dissipative) properties of materials. In fast-moving processes involving liquids, their elastic properties can clearly manifest themselves. The peculiarity of the concrete mixture, as well as other media, lies in its dependence on the magnitude and duration of the applied load. Unlike homogeneous solids, liquids or gases, the concrete mixture is a complex structured system that includes solid, liquid and air phases. During compaction, the amount of air and gas phases is significantly reduced, which changes the properties of the medium. In addition, the nature of the stress-strain state of the medium strongly depends on the geometric parameters of the load application zone. This process is influenced by both the physical and mechanical properties of individual phases and the mechanisms of their interaction.

For mathematical modeling of the properties of a concrete mixture, it is necessary to take into account the rheological equations of state of each individual phase, the nature of the interaction between these phases, as well as the change in phase ratios per unit volume during the compaction process. It is obvious that the intensity of changes in phase ratios in the volume is determined by the parameters of the finished product, in particular, the trajectories along which one phase moves relative to another. Thus, to describe the behavior of a concrete mixture, it is impossible to reduce all components to a single universal rheological equation. Such an equation must take into account not only the conditions of the applied load, but also the geometric characteristics of the compacted zone. Under such conditions, each point of the environment will have its own physical law that goes beyond the limits of classical rheological models. Based on the nature of the task, which may include the specifics of the applied load or the dimensions of the product, it is advisable to use simplified models. These models should be sufficiently close to the actual solution of a specific problem [1 – 4]. Next, we will analyze these theoretical approaches separately.

Corpuscular theory

The study of the patterns of movement of particles that make up the concrete mixture and interact with each other is inextricably linked to the analysis of the nature and mechanisms of destruction of interparticle. This approach is a key element of the corpuscular theory, which is widely used in the rheological analysis of concrete mixtures, in particular in the works [1 – 6, 9].

Deep understanding of the mechanism of vibrational fracture of interparticle connections allows us to reveal the physical nature of the processes occurring in concrete mixtures and to determine the patterns of changes in their elastic and inelastic properties. In particular, this explains the transition of a vibrating mixture to a pseudo-fluid state, which is accompanied by a change in its viscous characteristics. The analysis of these phenomena is one of the central tasks of vibrorheology. Additionally, within the framework of this theory, complex processes are considered, such as the redistribution of liquid and gas phases in the mixture, as well as the reorganization of solid particles of different sizes.

The main purpose of the vibration effect on the concrete mixture is to reduce the adhesion forces between the particles of the solid phase. This contributes to the maximum removal of air, the share of which at the initial stage can reach 15-30% of the total volume of the system [6, 7],

the formation of a dense structure with a uniform arrangement of solid particles, as well as the optimal distribution of the liquid and gas phases. As a result, the rheological characteristics of the mixture improve, in particular its fluidity, the ability to fill forms and reduce interparticle friction during the movement of solid particles. These provisions are considered generally accepted and do not require additional evidence. At the same time, some researchers [4, 5] question the significance of the corpuscular theory for the analysis of the movement of components of concrete mixtures.

Special attention is paid to hypotheses regarding the mechanisms of vibration destruction. Their analysis allows us to estimate the resistance forces, which are crucial in the development of highly efficient vibration machines for practical applications.

When analyzing the mechanism of particle binding in studies [1 – 4], an analogy with the behavior of colloidal solutions is used. It is believed that with an increase in shear stresses in the system, a thixotropic phenomenon occurs, which manifests itself in a decrease in viscosity. In this context, each particle is considered as a kind of "vibrator" that generates stresses, causing thixotropic changes. To achieve rarefaction in a certain zone, it is necessary that the shear stresses exceed the established limit value. That is why it is proposed to introduce restrictions on the parameters of the speed or amplitude of oscillations that ensure the fulfillment of this condition.

Air bubbles play an important role in this process. Those that create a lift force that exceeds the shear resistance are released from the mixture, while the less active ones remain stationary. Further studies [8] show that the decrease in interaction between particles is associated with an increase in volume due to the excitation energy entering the system. This, in turn, leads to the formation of a velocity gradient between neighboring particles - a phenomenon without which a decrease in the structural viscosity coefficient is impossible.

In addition, there are alternative hypotheses [1, 3] that suggest that during vibration, the reduction of the coupling between particles causes forces similar to Coulomb friction.

In work [4], the mechanism of vibrational failure of a material is analyzed through successive stages of compaction:

Particle rearrangement – at the initial stage, dry friction appears, and air is gradually removed from the pores.

Particle convergence – during the compaction process, zones with elastically compressed air are formed, the mixture is partially liquefied, and a transition from dry friction to viscous occurs.

Compression sealing – characterized by uniform distribution of water vapor at the contacts between particles and partial compression of the material.

Analysis of this hypothesis in the context of the influence of the resistance forces of the environment on the dynamics of the vibratory machine prompts us to consider the process as one characterized by the complex nature of hydrodynamic interaction, with time-varying pressure on the processed mixture and, potentially, with variable vibration modes. In particular, this process can cover modes ranging from low frequencies and increased amplitudes of oscillations (which corresponds to a relatively small pressure) to a significant increase in frequencies and decrease in amplitudes (which is accompanied by a significant increase in pressure on the mixture). But does this correspond to a real physical model? It is obvious that for an adequate description of this phenomenon, in particular the mechanisms of vibrational destruction of interparticle connections and subsequent compaction of the mixture, it is necessary to use nonlinear models for evaluating resistance forces, including both elastic and dissipative aspects. In the case of using linear models, this approach implies the need for appropriate refinement of the coefficients of elasticity and dissipative resistance to ensure modeling accuracy.

Phenomenological theory considers concrete mixture as a continuous system, the state of stress and deformation of which is determined by equations obtained from the conditions of continuity, as well as Newton's and Hooke's laws. However, the use of such a model as the initial one gives rise to the problem of choosing elastic and inelastic characteristics, which is the basis of the phenomenological (continuous) approach. It is obvious that these characteristics change not only

under the influence of the composition of the material and vibration modes, but also in the process of its compaction. This significantly complicates the determination of the numerical values of these parameters and the laws of their change, despite the relative simplicity of solving the problem of motion of the system " vibrator - medium" in a linear formulation and in the absence of a break in contact between the working body and the medium.

Analysis of research in this direction demonstrates that in works [1, 2, 4] the Kelvin- Voigt elastic-viscous body model is used to approximate the curves of vertical settlement of concrete mixture during compaction . These works present the dependences of the compaction rate, however, they remain uncertain due to the variability of the characteristics of the mixture when its bulk density changes.

At the final stage of compaction, when the density of the concrete mixture stabilizes, it is possible to use an elastic-viscous model with constant coefficients, which allows you to evaluate the dynamic process in the environment. For example, in studies [3, 9], the laws of wave propagation in closed volumes of the concrete mixture are studied, taking into account the reflection and interference of waves. This leads to the formation of nodes and antinodes in the mixture along the direction of wave stresses and deformations.

Despite the considerable number of studies based on the elastic-viscous model, doubts arise as to their full correspondence to real processes. This is due to the fact that the viscous drag coefficient, according to experimental data, is not constant and depends not only on the frequency [2, 5], but also on the amplitude of oscillations [9]. In addition, breaks in the continuity of the mixture [9] have been recorded at points of extreme values of the wave distribution of the amplitude of oscillations. In these zones, ultrasonic studies have revealed a reduced density of the material.

The problem of breaking the continuity of the concrete mixture is also considered in a number of other works [1, 3, 5]. Based on the results obtained, a limitation of the height of the concrete mixture layer was proposed, if observed, such breaks can be avoided. This point of view is also supported by the authors of works [1, 2, 4].

On the other hand, based on wave representations, for higher columns of concrete mixture it is proposed to reduce the oscillation frequency to 25 Hz [4]. This is explained by the fact that with increasing wavelength the number of inflection zones increases. In general, the determination of conditions that prevent the violation of continuity depends on the relationship between dynamic and static pressure, as well as the force load in the contact zone between the working body, the form and the concrete mixture.

In addition to the elastic-viscous model, some studies [2, 5] use an elastic-plastic model, where the characteristics and parameters are determined by experimentally obtaining the "stress-strain" curve. It is worth noting that during vibration, the concrete mixture does not demonstrate unlimited plastic properties - when reaching a critical deformation, each component loses its integrity. At the same time, this approach is useful for analyzing the stress-strain state of the material.

To determine the optimal modes of vibration compaction, a solid body model is used in some works [1, 9]. In this approach, the equation of motion of the vibration machine takes into account the value of the specific power of the impacts. However, the zones in which elastic properties are manifested (pre-resonant and resonant regions) do not allow this model to be fully used for calculating stresses and strains.

In [1, 2], a continuum model is used that takes into account wave processes in a concrete column. According to this concept, the resistance coefficient is calculated as the ratio of the energy dissipated in the mixture during one oscillation cycle to the maximum potential energy during the same cycle. The method of solving the problem according to the Sorokin hypothesis has an advantage over the Kelvin- Voigt model due to the use of complex numbers, which significantly simplifies the calculations. However, in linear vibration systems with a fixed oscillation frequency, the amplitudes of the calculations must remain identical regardless of the chosen method.

It should be noted that within the framework of the phenomenological theory it is proposed to take into account the resistance of the medium in the form of dry friction [3]. In a number of studies [7, 9] mathematical models are formed by interpolation of experimental data involving

several variables. For this purpose, a matrix of experimental parameters is created, the limits of their variation are determined, the experimental plan is formalized, and the processing results are presented in the form of regression equations. This approach can ensure the achievement of the desired result for a specific problem. However, there is a risk of losing the possibility of a full-fledged analysis of physical phenomena in a mixed medium, which is key for the further development of the theory of the working process, improvement of calculation methods and creation of more efficient machines of a new generation.

Analysis of the most common theoretical approaches to assessing the stress-strain state of concrete mixtures and determining the optimal modes and parameters of their compaction allows us to draw the following conclusions:

- The corpuscular theory used to study the rheology of concrete mixtures under vibration is focused mainly on studying the mechanisms of bond destruction in the mixture. It also determines the dependence of viscosity coefficients on the composition of the mixture, as well as on the parameters and modes of the vibration process.

- The phenomenological model has gained wider application in the study of the stress-strain state due to the use of well-known hypotheses and the analysis of wave phenomena in the medium. It is currently more popular compared to the corpuscular approach.

- The practical implementation of a particular theory requires the establishment of specific functional dependencies and the analysis of numerical characteristics. This includes amplitudes and frequencies of oscillations, acoustic parameters (elastic moduli, wave propagation velocity, dissipative properties), as well as energy indicators and vibration modes.

5. Analysis of parameters and modes of vibration compaction of building mixtures

Since the introduction of vibration in construction technology (Freysin, 1899), the task has been to determine the optimal parameters of the work process that would ensure maximum strength and productivity, while minimizing the duration of compaction and energy consumption. However, the simultaneous achievement of all these criteria is impossible due to their contradictions: for example, maximum strength is not always achieved in the minimum time, and high productivity may require compromises in other aspects.

The process of compaction of concrete mixtures is extremely complex and dynamic. Already at the initial stage, when the density of the material changes from 1200 kg/m³ to 2400 kg/m³, there is a significant decrease in air content - from 15...30% to 2...3%. This means that at each stage of compaction (initial, intermediate or final) the material actually changes its physical characteristics, energy absorption and interaction dynamics.

As noted in recent studies [9], these parameters directly depend on the vibration modes. At the same time, changes in the material structure affect the resistance forces that arise during the movement of vibrating equipment. Thus, the "machine-environment" system is in a constant dynamic state, which complicates its control and prediction. This once again emphasizes the need for a detailed analysis of the parameters and modes of vibration compaction for each specific case.

As mentioned earlier, the main parameters of the workflow are:

- Amplitude and frequency of oscillations;

- Speed and acceleration;

- Sealing time;

- Energy characteristics (extinction coefficient, resistance coefficient, energy, specific energy and power);

- Rheological characteristics of the medium (density, elastic modulus, stress, deformation, wave propagation velocity);

- Elastic-inertial parameters (elasticity coefficient, mass);

- Power indicators of working bodies (coercive force, static moment, pressure, weight);

In the work [3] it is recommended to take the amplitude of oscillations not less than 0.2 mm at a frequency of 314 s⁻¹. These values became the starting point for further research into the parameters of the amplitude and frequency of oscillations. Subsequently, in subsequent works,

larger values of amplitudes were proposed - from 0.3 to 0.5 mm. In the study [7,9] it is indicated that the optimal amplitude is 0.5–0.7 mm at the same frequency of 314 s^{-1} .

Comparing the data from [1] and [7], one can see a difference of more than three times in the values of the amplitude of oscillations. This indicates differences in the approaches to the assessment of compaction parameters. At the same time, in further studies [7], it was suggested that the amplitude and frequency of oscillations should not be considered separately as independent parameters. Instead, in [8], a methodology for assessing the speed of oscillations was proposed, which is considered a more comprehensive indicator of compaction efficiency.

$$v = x_0 \omega, \text{ m/s}, \quad (1)$$

where x_0 is the amplitude of oscillations; ω – frequency of oscillations, or acceleration [3,8]

$$a = x_0 \omega^2, \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}. \quad (2)$$

When designing vibration machines that provide a certain work process, the key parameters remain the amplitude and frequency of oscillations, and it is impossible to avoid this. However, research into alternative relationships between amplitude and frequency continued. As a result, various combinations were proposed: $x_0^2 \omega^2$ or $x_0^2 \omega^3$, which by their physical nature are specific values of energy. For example,

$$x_0^2 \omega^3 [\text{m}^2/\text{s}^3] = \left[\frac{\text{m}^2 \cdot \text{H}}{\text{c}^3 \cdot \text{H}} \right] = \left[\frac{\text{H} \cdot \text{m}}{\text{c}} \cdot \frac{\text{m} \cdot \text{c}^2}{\text{c}^2 \cdot \text{KZ} \cdot \text{m}} \right] = [Bm / \text{KZ}]. \quad (3)$$

A detailed analysis of these and other criteria will be discussed below. However, it is already obvious at this stage that neither the amplitude nor the frequency of oscillations, separately or in combination, can unambiguously determine rational, let alone optimal (desired) compaction modes.

This thesis is supported by the results of studies of vibro-impact regimes, in which the oscillation frequency was significantly reduced (up to a two- or even five-fold decrease) with increasing amplitude. Such changes significantly affected the compaction efficiency.

Table 1 provides recommendations for selecting compaction parameters according to the results of research conducted at the Yuriy Kondratyuk Poltava Polytechnic Institute.

Table 1. Numerical values of amplitudes and frequencies of oscillations

Amplitude, mm	4.0-7.0	0.7-1.0	0.9-1.2	0.6	0.5	0.35	0.1
Frequency, rad/s	70	150	200	240	300	314	600

Based on the presented numerical data, two key features can be noted: with increasing frequency, the amplitude of oscillations decreases, and its numerical values vary within limits that in some cases can differ by a factor of two.

For a long time, the main focus in vibratory compaction technology was on harmonic vertical oscillations, as indicated in sources [3, 4, 5, 7]. The exception was deep vibrators with circular motion of unbalance [11].

In work [3] it was proposed to change the direction of influence on the processed medium by using horizontal vibration installations with resonant operation mode. At that time, technological research in this direction was absent. However, the creation of such installations actually gave impetus to the development of a new direction in the theory of concrete vibration forming.

Modern research confirms that the presence of shear stresses contributes to the compaction of the concrete mixture. This is explained by the fact that more efficient laying of the material occurs due to the dominance of the vertical component of the acting forces. In the zone of gravity, the structure, geometry and volume of the future product are formed.

For vibrating machines with horizontal oscillations, the following values were proposed:

Amplitude of horizontal oscillations: 0.5–1 mm

Frequency: 24-30 Hz

Due to the special design of the vibrator or its installation at an angle, additional vertical vibrations with an amplitude of 0.2–0.3 mm were generated. Later, such vibrating platforms, which mainly generated horizontal vibrations, were called spatial vibration equipment [4, 5].

Also known is the mode of horizontal oscillations with simultaneous vibration on the product using two frequencies: $f_1 = 25 \text{ Hz}$, $f_2 = 50 \text{ Hz}$.

Vibration and impact modes

Horizontal vibrations remain relevant today. A significant number of studies [1, 7] are devoted to vibration-shock regimes, which are divided into two areas:

Low-frequency compaction ($f = 5\text{--}10 \text{ Hz}$) → amplitude 4–7 mm

Mid-frequency compaction ($f = 20\text{--}25 \text{ Hz}$) → amplitude 0.5–1.2 mm

Table 2. Numerical indicators of the energy intensity of the mixture compaction process under the influence of medium-frequency vibration mode.

Compaction mode				Intensity vibrations $I_{int}, \text{ m}^2 \text{ s}^{-2}$	Power vibrotactile on 1 m^3 mixtures $P_E, \text{ kW m}^{-3}$	Specific costs summary energy $E_n, \text{ kW h m}^{-3}$	Specific absorbed costs mixture energy $E_{p.s.}, \text{ kW h m}^{-3}$	Coefficient Energy efficiency regime $\eta = \frac{E_{n.c.}}{E_n}$
Frequency $f, \text{ Hz}$	Amplitude oscillation $x_0 \cdot 10^{-3}, \text{ m}$	Acceleration $a, \text{ m s}^{-2}$	Time consolidation $t, \text{ c}$					
50	0.20	20	40	1.2	2.88	0.032	0.86	2.68
50	0.50	50	40	7.74	18.5	0.206	1.70	0.82
50	0.81	80	40	20.30	48.6	0.540	1.68	0.31
50	0.50	50	60	7.74	18.5	0.308	1.08	0.31
50	0.50	50	120	7.74	18.5	0.616	1.23	0.20

Table 3. Numerical indicators of the energy intensity of the mixture compaction process under the influence of the impact mode of the machine operation

Compaction mode				Intensity vibrations $I_{int}, \text{ m}^2 \text{ s}^{-2}$	Power vibrotactile on 1 m^3 mixtures $P_E, \text{ kW m}^{-3}$	Specific costs summary energy $E_n, \text{ kW h m}^{-3}$	Specific absorbed costs mixture energy $E_{p.s.}, \text{ kW h m}^{-3}$	Coefficient Energy efficiency regime $\eta = \frac{E_{n.c.}}{E_n}$
Frequency $f, \text{ Hz}$	Amplitude oscillation $x_0 \cdot 10^{-3}, \text{ m}$	Acceleration $a, \text{ m s}^{-2}$	Time consolidation $t, \text{ c}$					
3	8.0	120...180	40	0.42	1.08	0.012	3.80	31.60
5	8.0	120...180	40	1.98	4.75	0.052	3.90	7.48
7	8.0	120...180	40	5.44	13.05	0.145	4.40	3.03

Tables 2-4 present experimental results on the energy intensity of compaction of concrete mix with cone settlement $OK = 1\text{--}2 \text{ cm}$ at different vibration modes [5, 8, 9, 11]. The intensity of the process was determined by the formula [3].

$$I_{imm} = x_0^2 \cdot \omega^3, \text{ m}^2 \cdot \text{c}^{-3}, \quad (4)$$

and the equivalent power of the supplied energy calculated per 1 m^3 concrete mix:

$$P_E = \frac{I_{imm} \cdot G}{g \cdot v} \cdot 10^{-3}, \text{ kNm} \cdot \text{m}^{-3}, \quad (5)$$

specific energy consumption during compaction:

$$E_n = \frac{P_E \cdot t}{3600}, \text{ } \kappa B m \cdot \text{год} \cdot m^{-3} \quad (6)$$

Table 4. Numerical indicators of the energy intensity of the mixture compaction process under the influence of the shock-vibration mode of operation

Compaction mode				Intensity vibrations I _{int} , m ² s ⁻²	Power vibrotactile on 1 m ³ mixtures P _E , kW m ⁻³	Specific costs summary energy E _n , kW h m ⁻³	Specific absorbed costs mixture energy E _{p.s.} , kW · h m ⁻³	Coefficient Energy efficiency regime $\eta = \frac{E_{p.s.}}{E_n}$
Frequency f, Hz	Amplitude oscillation x ₀ 10 ⁻³ , m	Acceleration a, m s ⁻²	Time consolidation t, c					
10 ... 50	5.66...0.45	2.24...4 4.2	33	8.0	19.2	0.176	1.89	1.08
10 ... 50	5.66...0.45	2.24...4 4.2	45	8.0	19.2	0.,240	2.86	1.19
10 ... 50	5.66...0.45	2.24...4 4.2	133	9.0	19.2	0.711	4.41	0.62

Dependencies for specific energy consumption absorbed by the mixture E_p are not given in [6], however, graphs of stress-strain changes for the experiments described in the same work are presented. It can be assumed that the specific energy of absorption was determined by calculating the areas under these graphs. However, this remains only a hypothesis, since the authors do not specify the method for determining the potential energy of the system, and there are no relevant references to sources in the text of the work. On the other hand, based on the summarized data in Tables 2-4, it is possible to conclude about the effectiveness of the alternating vibration mode.

The discrepancy in the numerical data is an important point. It is not clear why for the first mode at frequency f = 50 Hz and amplitude x₀ = 0.2 mm, the energy efficiency ratio is 2.8, while in the fourth study, where the amplitude is halved, this ratio decreases by an order of magnitude.

It is also worth noting that the equivalent power of the RE is essentially the same as the intensity, since the intensity is defined as the specific energy divided by the unit mass, while the equivalent power corresponds to the specific energy per unit volume.

Analysis of the work [6, 12] shows that the residual strain, which is a key parameter for assessing the state of the material, remains almost unchanged for all vibration modes. At the same time, the stress levels change significantly. It is known that there is a clear relationship between stress and strain, which casts doubt on the reliability of the graphs presented. However, it can be considered reasonable to conclude that the vibro-shock mode is the most effective among other types of vibrations. This conclusion is confirmed by tabular data. However, it would also be advisable to present the specific values of efficiency within the amplitude-frequency spectrum.

Particular attention in the context of the analysis should be paid to the spatial oscillation regime, which demonstrates a significant manifestation of shear stresses, which undoubtedly contribute to the acceleration of the compaction process of the concrete mixture.

6. Conclusions. As a result of the analysis of theoretical and experimental studies of the parameters and modes of vibration compaction of concrete mixtures, important aspects were identified that significantly affect the efficiency of the process. In particular, it was found that the amplitude and frequency of vibrations, although they are key parameters, cannot be considered independent, since their interaction largely determines the results of compaction. Changing the vibration mode, in particular the use of vibro-shock and spatial vibrations, proved to be effective in improving the quality of compaction, reducing energy consumption and achieving the optimal structure of the concrete mixture.

The results of the research confirm that the efficiency of compaction largely depends on the specific vibration modes, including the amplitude, frequency and type of oscillations. In this context, in order to achieve optimal parameters of the working process, it is necessary to take into account the relationship between the rheological, energy and mechanical characteristics of the mixture. Further research should be aimed at a deeper study of the influence of vibration compaction parameters on the physical and mechanical properties of concrete mixtures, as well as at the development of new approaches to modeling and optimizing this process to achieve even higher production efficiency.

References:

1. Nazarenko, I. I. (2007). Vibratsiini mashyny ta protsesy u budivel'niy haluzi (Vibrational machines and processes in the construction industry) [Textbook, in Ukrainian]. KNUCA. ISBN 978-966-627-134-7.
2. Maslov, A. G., Salenko, J. S., & Maslova, N. A. (2011). Study of interaction of vibrating plate with concrete mixture. *Visnyk KNU named after Mykhailo Ostrohradsky*, 2(67), 93–98.
3. Nazarenko, I. I., Ruchynskyy, M. M., & Terenchuk, S. A. (2011). Doslidzhennia rezhymnykh ta enerhetychno-tekhnichnykh kharakterystyk prohresyvykh vibromashin (Research of regime and energy characteristics of progressive vibromachines). *Visnyk NTUU "KPI"*, 63, 214–218. <https://doi.org/10.20535/2305-9001.2011.63.58587>.
4. Nazarenko, I. I. (2010). Prykladni zadachi teorii kolyval'nykh system (Applied problems of the theory of vibrational systems) (2nd ed.) [In Ukrainian]. Kyiv: KNUCA.
5. Nesterenko, M. P., Ped, D. S., & Nesterenko, T. M. (2008). Otsinka tekhnolohichnykh mozhlyvostei vibratsiinykh mashyn VPG dlya formuvannya zalizobetonnykh vyrobiv (Evaluation of technological capabilities of vibration machines of the VPG type for shaping reinforced concrete products). In *Zbirnyk naukovykh prats rehionalnoi naukovo-praktychnoi konferentsii "Problemy rozvytku budivnytstva ta dorozhnikh kompleksiv rehionu"* (Issue 2, pp. 12–17). Kirovohrad.
6. Vasylenko, R. O., & Nesterenko, M. P. (2003). Vibratsiyni platformy dlya formuvannya krupnogabaritnykh zalizobetonnykh vyrobiv (Vibration platforms for shaping large-size reinforced concrete products). In *Zbirnyk naukovykh prats (Promyslove inzhenerstvo, budivnytstvo)* (Issue 13, pp. 182–188). Poltava: PoltNTU.
7. Nesterenko, M. P. (2007). Klasifikatsiia ta otsinka spozhyvnykh yakosti suchasnykh vibratsiinykh mashyn dlya formuvannya zalizobetonnykh vyrobiv (Classification and evaluation of consumer qualities of modern vibration machines for shaping reinforced concrete products). In *Zbirnyk naukovykh prats (Promyslove inzhenerstvo, budivnytstvo)* (Issue 20, pp. 20–25). Poltava: PoltNTU.
8. Maslov, O. H., Nesterenko, M. P., & Sklyarenko, T. O. (2012). Analitychni doslidzhennia kolyval'nykh system vibratsiinoho bloku dlya formuvannya betonnykh vyrobiv dlya dorozhnogo budivnytstva v kholostomu rezhymi (Analytical studies of vibrations of a vibrational unit for shaping concrete products for road construction in idle mode). In *Zbirnyk naukovykh prats (Promyslove inzhenerstvo, budivnytstvo)* (Issue 4(34), pp. 249–254). Poltava: PoltNTU.
9. Orysenko, O. V., & Nesterenko, M. P. (2000). Doslidzhennia prostorovoho rukhu robotuchoho orhanu vibratsiinoi mashyny dlya formuvannya trubchatykh zalizobetonnykh vyrobiv (Study of the spatial movement of the working body of a vibrational machine for shaping tubular reinforced concrete products). In *Zbirnyk naukovykh prats (Promyslove inzhenerstvo, budivnytstvo)* (Issue 6, Part 1, pp. 172–175). Poltava: PoltNTU.
10. Nesterenko, M. P. (2002). Vibratsiyni platformy z prostorovymy kolevaniiamy dlia pidpriemstv budivelnioi haluzi (Vibration platforms with spatial oscillations for construction industry enterprises). In *Zbirnyk naukovykh prats (Promyslove inzhenerstvo, budivnytstvo)* (Issue 9, pp. 90–93). Poltava: PoltNTU.
11. Pichugin, S. F., & Nesterenko, M. M. (2013). Doslidzhennia rezhymiv uprochnennia lekkykh betonnykh sumishei na udarno-vibratsiinii ustanovtsi z vykorystanniam matematychnoho planuvannya eksperymentiv (Study of compaction regimes for lightweight concrete mixtures on an impact-vibrational installation using the mathematical planning of experiments). In *Zbirnyk naukovykh prats (Promyslove inzhenerstvo, budivnytstvo)* (Issue 1(36), Vol. 1, pp. 183–190). Poltava: PoltNTU.
12. Sivko, V. Y., & Nesterenko, M. P. (2000). Deiaki pytannia teorii budivelnykh materialiv ta sumishei (Some issues of the theory of construction materials and mixtures). In *Zbirnyk naukovykh prats (Promyslove inzhenerstvo, budivnytstvo)* (Issue 6, Part 1, pp. 84–89). Poltava: PoltNTU.

УДК 621.926.2

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0502>¹Микола Шаповал,кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки,
<https://orcid.org/0000-0002-6943-7687>, e-mail: nvshapoval75@ukr.net¹Вадим Михайлик,аспірант кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки,
<https://orcid.org/0009-0003-2435-8592>, e-mail: v.mikhajlik1988@gmail.com¹Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», просп. Першотравневий, 24, м. Полтава, 36011, Україна

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ РОЗЧИНОНАСОСІВ З РІЗНИМИ КОНСТРУКТИВНИМИ ОСОБЛИВОСТЯМИ ПРИВОДІВ

АНОТАЦІЯ. Проведено аналіз існуючих конструкцій розчинонасосів, вказані основні недоліки і переваги їх експлуатаційних показників. Визначено основні напрямки розвитку нових конструкцій розчинонасосів. Наведено конструктивні особливості розчинонасосів та принцип їх роботи. Представлено на розгляд використання у вигляді замкненої камери компенсуючих пристроїв пневматичних балонів з підвіски автомобілів різних конструктивних рішень. Розкриті конструктивні особливості комбінованих компенсаторів пульсацій тиску, усмоктувальної камери та камери охолодження циліндро-поршневої групи. Проведено аналіз використання конструкцій нових комбінованих компенсаторів збільшеного об'єму закритого типу у однопоршневому гідроприводному розчинонасосі. Визначено подальші напрямки дослідження роботи нових комбінованих компенсаторів збільшеного об'єму на предмет зниження ступеня пульсацій тиску подачі розчину.

Ключові слова: гідроприводний однопоршневий розчинонасос, комбінований компенсатор збільшеного об'єму, ступінь пульсацій тиску, поршень спеціальної форми, циліндр.

ANALYSIS OF DESIGN FEATURES OF THE USE OF NEW COMPENSATING DEVICES IN A SINGLE PISTON HYDRAULIC SOLUTION PUMP

ABSTRACT. The analysis of existing designs of mortar pumps was carried out, the main disadvantages and advantages of their operational indicators were indicated. The main directions of development of new designs of mortar pumps were determined. The design features of mortar pumps and the principle of their operation were given. The use of pneumatic cylinders from the suspension of cars of various design solutions in the form of a closed chamber is presented for consideration. The design features of combined pressure pulsation compensators, the suction chamber and the cooling chamber of the cylinder-piston group are disclosed. The analysis of the use of the designs of new combined compensators of increased volume of the closed type in a single-piston hydraulically driven mortar pump is carried out. Further directions of research into the operation of new combined compensators of increased volume in order to reduce the degree of pulsations of the mortar supply pressure are determined.

Keywords: hydraulically driven single-piston mortar pump, combined compensator of increased volume, degree of pressure pulsations, special-shaped piston, cylinder.

1. Постановка проблеми. Для механізації будівельних робіт під час проведення опоряджувальних робіт набули широкого застосування розчинонасоси. Робочий тиск у трубопроводах, питомі витрати електроенергії на перекачування, зручність та якість механізованого нанесення розчинів на оброблювані поверхні, величина втрат під час соплування, ресурс роботи трубопроводів і деталей розчинонасосів залежать від рівня пульсації при подачі будівельних розчинів.

При створенні сучасного розчинонасоса з помірною пульсацією необхідно керуватися відповідними чинниками, а саме: використанням простого за конструкцією привода, який забезпечить робочим органам постійну швидкість ходу при плавних динамічних навантаженнях під час переходу через крайні точки й витривалість з часом; конструюванням

гідравлічної частини насоса таким чином, щоб було забезпечено стабільний потік розчинної суміші з урахуванням її реологічних властивостей як в напівциклі всмоктування, так і в напівциклі нагнітання, що в свою чергу дозволить підвищити об'ємний ККД насоса; використанням високоефективних і простих за конструкцією компенсаторів пульсації тиску, забезпеченням високої надійності під час експлуатації та ремонтопридатності.

З метою зниження пульсації в сучасних однопоршневих розчинонасосах застосовують компенсатори тиску у вигляді повітряних ковпаків різного об'єму. Але повітряні компенсатори, поряд з перевагами, мають суттєві недоліки: стиснуте повітря безпосередньо контактує з перекачуваним розчином і тому інтенсивно видаляється із компенсатора в процесі роботи розчинонасоса. Особливо прискорюється видалення повітря при підвищеному тиску (вище 1,5 МПа). При цьому, ефективність роботи компенсатора суттєво знижується, а саме зменшується продуктивність та об'ємний ККД, а пульсації зростають.

Тому необхідно створити однопоршневий розчинонасос підвищеної ефективності, за рахунок використання гідравлічного привода, що забезпечить постійну швидкість робочого органа та підвищить надійність до зношування циліндропоршневої групи, використання ефективного комбінованого компенсатора, що забезпечить помірні пульсації подачі розчину, плавність роботи привода й підвищений об'ємний ККД. Розробка нових конструкцій компенсаторів та удосконалення діючих забезпечить ефективну роботу розчинонасосів.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Поршневі розчинонасоси одинарної дії здійснюють подачу розчину тільки в напівциклі нагнітання [1], тому для забезпечення стабілізації тиску розчину подачі у напівциклі всмоктування необхідно на нагнітальному тракті встановити компенсатор пульсації тиску. Забезпечення низького рівня пульсацій при високих тисках у розчинонасосах можливе при встановленні на розчинонасосах компенсаторів комбінованої конструкції, які матимуть достатній компенсуючий об'єм.

Важливою вимогою до розчинонасосів є їх висока надійність у роботі, особливо при механізованому способі соплування. Вирішення цієї вимоги можливе при використанні конструктивних матеріалів, які мають підвищені фізико-механічні властивості при абразивному зношуванні, та сучасних технологій виготовлення деталей.

Розчинонасос повинен мати у своєму складі захисний пристрій від перевантажень, який вимикає електродвигун привода у разі зростання тиску до рівня більшого за допустимий та перепускний кран для зливу розчину з нагнітального трубопроводу при тривалих зупинках в роботі [1, 2, 3, 4].

Отже, найбільш важливими вимогами, що висуваються до сучасних розчинонасосів, є простота конструкції, висока надійність у роботі, ремонтопридатність та помірні пульсації при перекачуванні будівельних розчинів.

3. Мета роботи. Основною метою роботи є: 1) аналіз та оцінка конструкції гідроприводного однопоршневого розчинонасоса з оновленим комбінованим компенсатором; 2) підвищення ефективності роботи однопоршневого розчинонасоса за рахунок зниження пульсацій подачі по трубопроводу і підвищення його продуктивності та об'ємного ККД завдяки використанню гідравлічного привода з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму при раціональних режимах технологічних процесів.

4. Обговорення результатів дослідження. Існує однопоршневий розчинонасос (рис. 1, а, б) [2, 3] з комбінованим компенсатором пульсації тиску та збільшеного об'єму, який має електромеханічний привод, розроблений в Національному університеті «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка».

Даний розчинонасос зарекомендував себе, як надійна і високоефективна об'ємна машина для перекачування розчинів різної рухомості. Але для підвищення технічних показників необхідне впровадження у конструкцію розчинонасоса такого привода, який забезпечить постійну швидкість поршня зворотно-поступального руху, як в такті всмоктування так

і в такті нагнітання, що позитивно вплине на всмоктувальну здатність розчинонасоса, особливо при перекачуванні розчинів зниженої рухомості П8...9 см, та зменшить зворотні витoki через всмоктувальний та нагнітальний клапани.

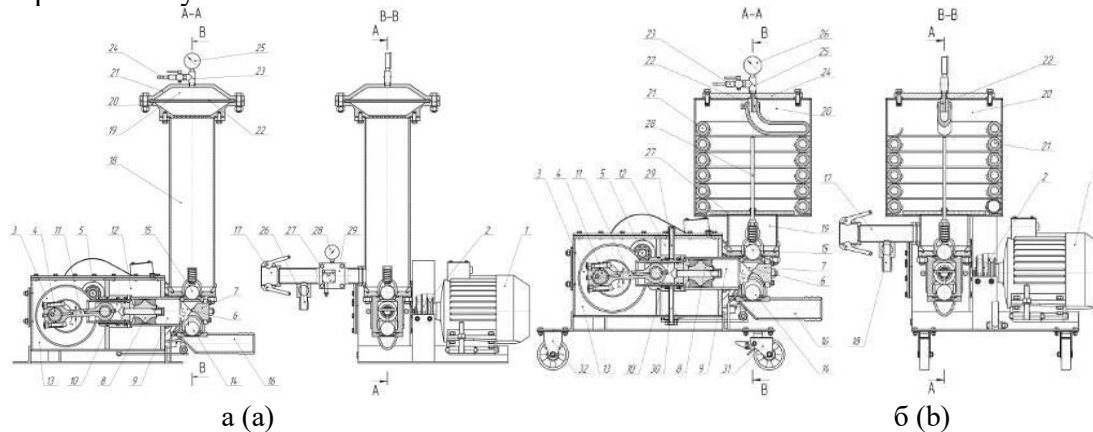


Рис. 1. Однопоршневi розчинонасоси:

- а – з комбiнованим компенсатором пульсацiї тиску;
б – з комбiнованим компенсатором збiльшеного об'єму

Fig. 1. Single-piston mortar pumps:

- a – with combined pressure pulsation compensator; b – with combined increased volume compensator

З метою підвищення технічних характеристик розчинонасоса запроваджено у конструкцію розчинонасоса гідропривод, який забезпечує постійну швидкість поршня під час зворотно-поступального руху, як в такті всмоктування так і в такті нагнітання. Це підвищить всмоктувальну здатність розчинонасоса, особливо при перекачуванні розчинів зниженої рухомості П8...9 см, та частково зменшить зворотні витoki через всмоктувальний та нагнітальний клапани за рахунок швидшого підйому та опускання кульок біля "мертвих" точок за рахунок чого зросте об'ємний ККД та знизиться рівень пульсацій тиску $\delta \leq 25\%$.

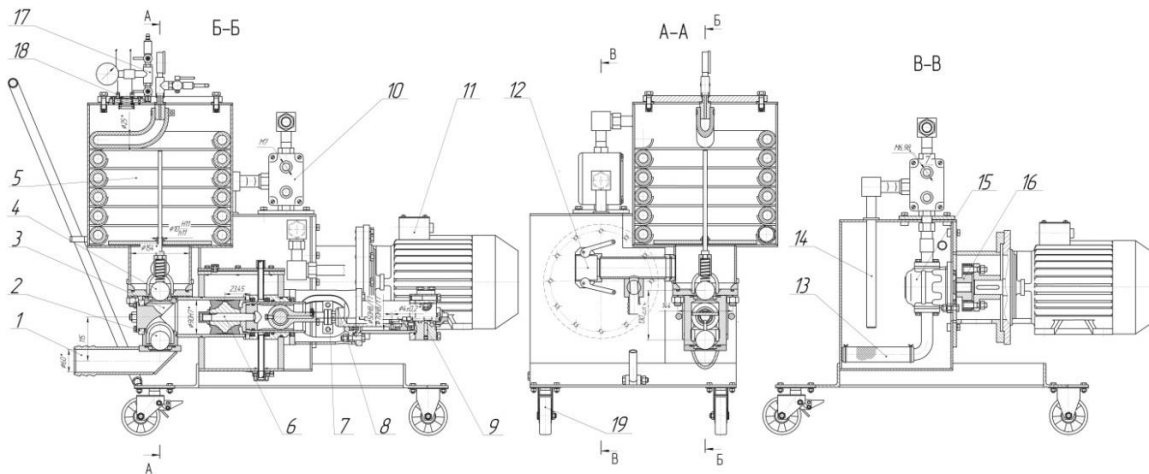


Рис. 2. Конструктивна схема однопоршневого гідроприводного розчинонасоса з комбiнованим компенсатором збiльшеного об'єму: 1, 12 – усмоктувальний та нагнітальний патрубok; 2, 4 – всмоктувальний та нагнітальний підпружинений кульові клапани; 3 – усмоктувальна камера; 5 – комбiнований компенсатор; 6 – поршень з направляючим плунжером; 7 – хомут гiдравлічний привідний циліндр з розподілювачем; 8 – гiдроциліндр з поршнем і штоком; 9 – золотниковий розподільник; 10 – регулятор подачі гiдравлічної рідини; 11 – електродвигун; 13 – фільтр мастильної рідини; 14 – патрубok скидання гiдравлічної рідини; 15 – шестерневий гiдравлічний насос; 16 – муфта втулково-пальцева; 17 – редуктор підкачки повітря; 18 – скляне віконце з освітленням

Fig. 2. Structural scheme of a single-piston hydraulic solution pump with a combined compensator of increased volume: 1, 12 - suction and discharge nozzle; 2, 4 - suction and discharge spring-loaded ball valves; 3 - suction chamber; 5 - combined compensator; 6 - a piston with a guide plunger; 7 - clamp hydraulic drive cylinder with a distributor; 8 - hydraulic cylinder with piston and rod; 9 - spool distributor; 10 - hydraulic fluid supply regulator; 11 - electric motor; 13 - lubricating fluid filter; 14 - hydraulic fluid discharge nozzle; 15 - gear hydraulic pump; 16 - sleeve-finger clutch; 17 - air pumping reducer; 18 - glass window with lighting

Однопоршневий розчинонасос, який обладнаний електромеханічним приводом із кривошипно-шатунним механізмом та оснащений комбінованим компенсатором збільшеного об'єму (рис. 1, б), здійснює подачу робочого середовища у напівциклі нагнітання, а у напівциклі всмоктування відбувається закриття нагнітального клапана і витискання другої частини розчину у нагнітальний патрубок з циліндричної камери за рахунок розширення компенсуючого об'єму повітря компенсатора.

Теоретичні дослідження зміни тиску розчину виконані протягом циклу з урахуванням закону руху поршня та дії комбінованого компенсатора, в якому вісь вала кривошипа зміщена вниз відносно осі поршня на величину e (рис. 3).

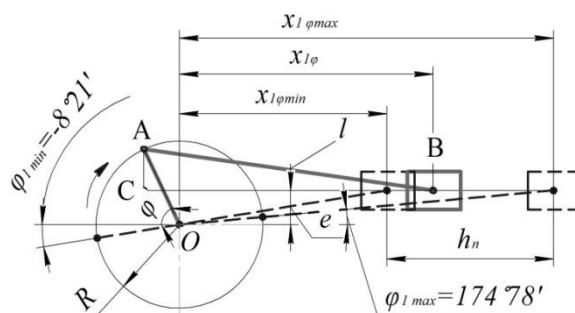


Рис. 3. Кінематична схема привода поршня розчинонасоса з електромеханічним приводом
Fig. 3. Kinematic diagram of the piston drive of a mortar pump with an electromechanical drive

Хід поршня на нагнітання розчину протягом повного циклу роботи розчинонасоса буде (при $\varphi = 0 \dots 2\pi$) рівний

$$\begin{aligned} \text{при } 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad x_1 &= R \cdot (1 - \cos \varphi) - \left[l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2} \right] \\ \text{при } \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad x_2 &= 0 \end{aligned} \quad (1)$$

де R – радіус кривошипа; l – довжина шатуна; e – величина зміщення осі кривошипа по висоті відносно осі поршня.

Залежність швидкості переміщення поршня (точка В) (рис. 3) від кута φ повороту кривошипа матиме вигляд

$$x'_B = R \cdot \sin \varphi - \frac{(R \cdot \sin \varphi - e) \cdot R \cdot \cos \varphi}{\sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2}}, \quad (2)$$

Користуючись рівнянням (1) при параметрах $R = 40$ мм, $l = 180$ мм, $e = 20$ мм та прирівнявши x'_B нулю, одержані кути повороту кривошипа $\varphi_0 = -8,21^\circ$ і $\varphi_1 = 174,78^\circ$, які визначають відповідно положення крайніх "мертвих" точок поршня.

Цикл роботи розчинонасоса поділяється на дві частини: такт нагнітання в інтервалі φ_0 від $-8,21^\circ$ до $174,78^\circ$ і такті всмоктування – при φ_1 від $174,78^\circ$ до $351,79^\circ$.

Швидкість руху поршня здійснюється за синусоїдальним законом і як видно біля мертвих точок відбувається її різке зниження, що в свою чергу впливає на швидкість опускання кульок всмоктувального та нагнітального клапанів під час закриття. Це призводить до зростання зворотних витоків через клапани.

В такті нагнітання здійснюються два процеси – збільшення об'єму розчину в компенсаторі за рахунок його подачі від руху поршня і зменшення цього об'єму за рахунок подачі частини розчину в нагнітальний трубопровід.

Існує математична модель [2, 3] роботи гідроциліндра приводу поршня насосної колонки (рис. 5), яка дозволяє краще зрозуміти всмоктувальну спроможність розчинонасоса,

характер спрацьовування кулькових клапанів на відкривання та закривання, механізм утворення зворотних витоків розчину під час закривання клапанів, ступінь ударних навантажень кульок клапанів під час їх спрацьовування на закриття та рівень шуму від цього явища й швидкість зношування гнізд клапанів, механізм утворення рівня об'ємного ККД гідроприводного розчинонасоса та ступеня пульсацій тиску подачі.

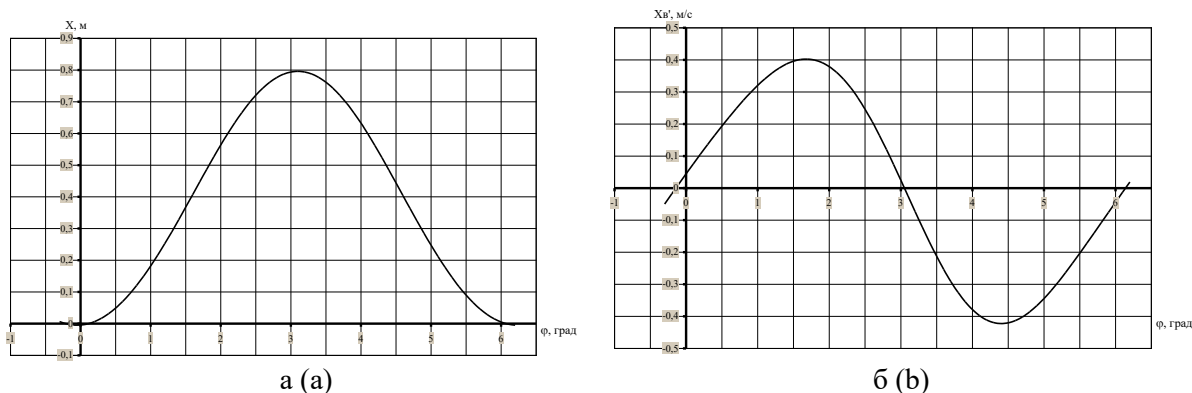


Рис. 4 Залежність (а) переміщення поршня розчинонасоса (точка В) (б) швидкості від кута повороту кривошипа

Fig. 4. Dependence of (a) the displacement of the mortar pump piston (point B) (b) the speed on the crank angle

Схема гідравлічної системи автоматичного приводу розчинонасоса, що використовуються при описанні математичної моделі, наведена на рис. 5.

Система диференціальних рівнянь, що описують першу фазу – розгін поршня від нижньої мертвої точки:

$$\begin{cases} m \cdot \frac{dv}{dt} = -(F_m + m \cdot g) + P(t) \cdot (S - S') \\ \beta \cdot \frac{dP}{dt} = -v(t) \cdot (S - S') + Q_0, \end{cases} \quad (3)$$

де m – маса елементів привода, що рухаються; F_m – сила впливу на масло під час злиття із поршневої порожнини гідроциліндра; g – прискорення земного тяжіння; S і S' – відповідно площі циліндро-поршневої й перетину штокової порожнини гідроциліндра; β – коефіцієнт об'ємного стиснення масла; Q_0 – подача масла гідронасосом.

Повне визначення швидкості поршня буде у вигляді суми $v_{одн}(t)$ і v_u , а саме

$$v(t) = v_{одн}(t) + v_r = C_1 \cdot \cos\left(\frac{S - S'}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + C_2 \cdot \sin\left(\frac{S - S'}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + \frac{Q_0}{S - S'}. \quad (4)$$

Початкові умови для цього рішення такі:

$$\begin{cases} v(0) = 0 \\ v'(0) = \frac{P(0) \cdot (S - S')}{m} - \frac{F_m + m \cdot g}{m}. \end{cases}$$

Із рівняння (2) при $t = 0$ $C_1 = -\frac{Q_0}{S - S'}$, а після диференціювання рівняння (4) при

$$t = 0 \quad C_2 = \frac{v'(t) \cdot \sqrt{\beta \cdot m}}{S - S'}.$$

Підставивши значення коефіцієнтів C_1 і C_2 в рівняння (4), що описує швидкість

розгону робочого органа (поршня) у першій фазі:

$$v(t) = -\frac{Q_0}{S-S'} \cdot \cos\left(\frac{S-S'}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + v'(0) \cdot \frac{\sqrt{\beta \cdot m}}{S-S'} \cdot \cos\left(\frac{S-S'}{\sqrt{\beta \cdot m}} \cdot t\right) + \frac{Q_0}{S-S'}. \quad (5)$$

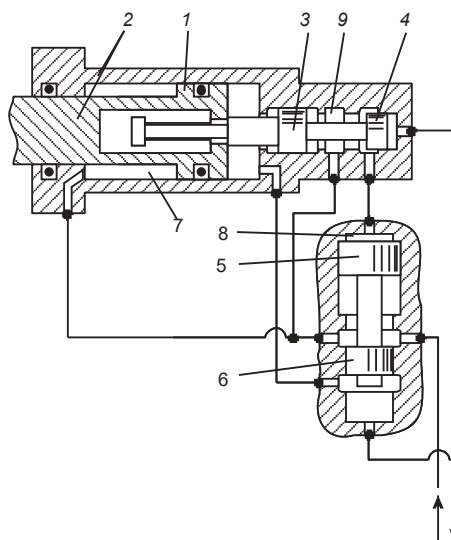


Рис. 5. Схема гідравлічної системи привода розчинонасоса: 1 – поршень гідроциліндра; 2 – шток поршня; 3 – нижній поясик золотника керування; 4 – верхній поясик золотника керування; 5 – лівий поясик основного золотника; 6 – правий поясик основного золотника; 7 – штокова порожнина основного гідроциліндра; 8 – поршнева порожнина основного золотника; 9 – штокова порожнина золотника керування

Fig. 5. Scheme of the hydraulic system of the mortar pump drive: 1 – piston of the hydraulic cylinder; 2 – piston rod; 3 – lower belt of the control spool; 4 – upper belt of the control spool; 5 – left belt of the main spool; 6 – right belt of the main spool; 7 – rod cavity of the main hydraulic cylinder; 8 – piston cavity of the main spool; 9 – rod cavity of the control spool

Підставивши в рівняння (5) замість $v(t)$ величину, $\frac{Q_0}{S-S'}$ тобто кінцеву швидкість розгону поршня, і виконавши деякі перетворення, знайдемо час розгону поршня

$$t_p = \frac{\sqrt{\beta \cdot m}}{S-S'} \cdot \arctg\left(\frac{Q_0}{v'(0)\sqrt{\beta \cdot m}}\right). \quad (6)$$

Визначений за залежністю (6) час розгону поршня складає 0,00214 с, що значно менше, ніж час закриття нагнітального клапана (0,0225 с). Розгін поршня відбувається при повністю відкритому нагнітальному клапані, а отже, відрив поршня від розчину неможливий, оскільки в поршневій порожнині зберігається тиск, близький до номінального тиску нагнітання розчину.

Із рівняння системи (3) можна також визначити тиск масла наприкінці розгону поршня $P(t) = \frac{F_0 + m \cdot g + m \cdot v'(t)}{S-S'}$, який дорівнює 4,22 МПа.

У другій фазі постійна швидкість руху поршня складатиме

$$v = \frac{Q_0}{S-S'} = \frac{6,93 \cdot 10^{-4}}{38,5 \cdot 10^{-4} - 19,6 \cdot 10^{-4}} = 0,367 \text{ м/с},$$

а тиск масла до закриття нагнітального клапана – 3 МПа і після його закриття – 8,3 МПа при тиску розчину 2,5 МПа.

У третій фазі швидкість руху поршня зросте в результаті витискування в лінію напору масла з диференціальної порожнини золотника керування й складе

$$v = \frac{Q_0}{S - S' - S_1 + S'_1} = \frac{6,93 \cdot 10^{-4}}{(38,5 - 19,6 - 3,8 + 2,1) \cdot 10^{-4}} = 0,403 \text{ м/с},$$

де S_1 і S'_1 – відповідно площі більшого та меншого поясків золотника керування.

Тиск масла зросте у тій самій пропорції й буде дорівнювати 9,12 МПа.

$$\text{Час цієї фази буде тривати } t_3 = \frac{y_1}{v} = \frac{6 \cdot 10^{-3}}{0,403} = 0,0149 \text{ с},$$

де y_1 – хід золотника керування до початку відкривання щілини.

У четвертій фазі масло перекачується маслососом та розділяється на два потоки – в штокову порожнину гідроциліндра і в порожнину 8. Залежність розподілення потоку масла має такий вигляд

$$v(t) \cdot (S - S' - S_1 + S'_1) + \mu \cdot S_{щ} \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta P} = Q_0, \quad (7)$$

де μ – коефіцієнт витрати масла; $S_{щ}$ – площа щілини відкривання золотника; γ – густина масла; ΔP – перепад тиску масла перед щілиною.

Рішення залежності (7) за аналогією, прийнятою для першої фази, дає рівняння для швидкості гальмування

$$v = y'(t) = \frac{Q_0}{S - S' - S_1 + S'_1} \cdot e^{-\alpha \cdot \sqrt{P} \cdot t}. \quad (8)$$

Час гальмування до $v \cdot 10^{-3}$ складе $t_{зг} = \frac{\ln 1000}{\alpha \cdot \sqrt{P}} = \frac{2,3 \cdot 3}{1,91 \cdot \sqrt{P}} = \frac{3,61}{\sqrt{P}}$, та означає, що час до

повного зупинення поршня обернено пропорційний кореню квадратному тиску масла. Коли тиск масла в гідросистемі в межах 5...10 МПа час гальмування складатиме від 0,0011 до 0,0016 с.

Після зупинки поршня все масло, яке нагнітається від маслососа, витрачає енергію на переміщення основного золотника. Розрахунки за залежностями вище показують, що час на кінцеве переміщення цього золотника складає 0,0069 с.

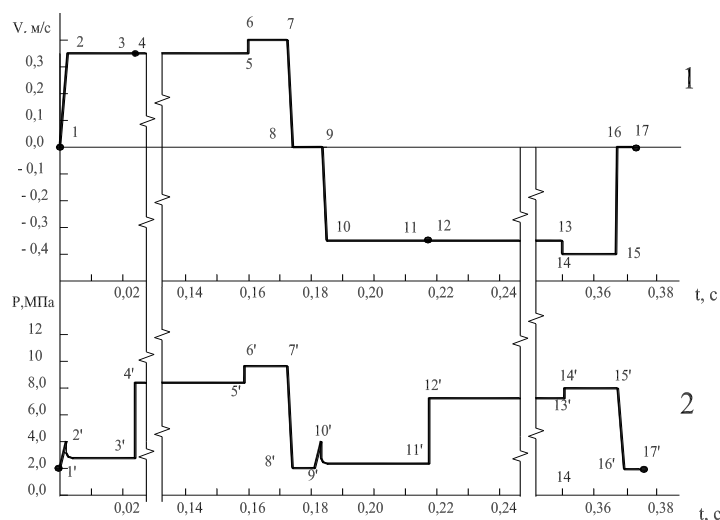


Рис. 6. Залежності зміни швидкості руху поршня (1) і тиску масла (2) протягом циклу роботи гідроциліндра

Fig. 6. Dependencies of changes in piston speed (1) and oil pressure (2) during the hydraulic cylinder operation cycle

За аналогічною методикою визначені рівні швидкості руху поршня, тиск масла й час

руху поршня для 5–8 фаз.

На основі математичного аналізу встановлено залежності зміни швидкості руху поршня (3) і тиску масла (4) протягом циклу роботи гідроциліндра та зведені дані по усіх фазах табл. 1.

За цикл роботи розчинонасоса відбувається швидкий перехід поршня від періоду гальмування та розгону в крайніх "мертвих" точках до робочої стабільної швидкості сприяє тому, що більшу частину ходу поршень рухається з постійною швидкістю, що у свою чергу, позитивно впливає на зниження рівня ступеня пульсацій тиску подачі перекачуваного розчину та рівномірність подачі розчину.

Таблиця 1. Зведені дані по усіх фазах зміни швидкості руху поршня й тиску масла протягом циклу роботи гідроциліндра

Table 1. Summary data for all phases of piston speed and oil pressure changes during the hydraulic cylinder operation cycle

Познач. ділянки	Назва ділянки	Тривалість, с	v, м/с		P, МПа	
			по- чат.	кінець	по- чат.	кінець
1 – 2	Фаза 1, розгін уверх	0,00214	0,000	0,367	2,00	4,22
2 – 3	Фаза 2, частина 1	0,0225	0,367	0,367	3,00	3,00
4 – 5	Фаза 2, частина 2	0,1347	0,367	0,367	8,30	8,30
6 – 7	Фаза 3	0,0149	0,403	0,403	9,12	9,12
7 – 8	Фаза 4, гальмування	0,0015	0,403	0,000	9,12	2,00
8 – 9	Переключення осн. золотника	0,0069	0,000	0,000	2,00	2,00
9 – 10	Фаза 5, розгін униз	0,00302	0,000	0,354	2,00	4,02
10 – 11	Фаза 6, частина 1	0,0307	0,354	0,354	2,29	2,29
12 – 13	Фаза 6, частина 2	0,1351	0,354	0,354	7,20	7,20
14 – 15	Фаза 7	0,0157	0,389	0,389	7,92	7,92
15 – 16	Фаза 8, гальмування	0,0020	0,389	0,000	7,92	2,00
16 – 17	Переключення осн. золотника	0,0038	0,000	0,000	2,00	2,00

Математичний аналіз роботи гідроприводу дозволив встановити, що досить тривалі зупинки поршня у "мертвих" точках обумовлені витратами масла на переключення основного золотника. В даному випадку сумарний час зупинок на переключення цього золотника складе $0,0069 + 0,0038 = 0,0107$ с в порівнянні з часом одного циклу роботи розчинонасоса

$\frac{60}{161} = 0,373$ с. А отже час зупинок поршня у мертвих точках складе 2,9%, у той же час як

сумарна тривалість усіх розгонів і гальмувань поршня за один цикл тільки 2,32%. Для скорочення часу переключення поршня при подальшому проектуванні необхідно зменшувати діаметри поясків основного золотника, а також величину ходу цього золотника, хоча це теж високі показники стабільності спрацювання золотників біля "мертвих" точок.

Оскільки прийнято, що зміни тиску розчину в тактах нагнітання та всмоктування відбуваються в однакових межах, а струмінь розчину на виході з нагнітального трубопроводу під час роботи розчинонасоса з комбінованими компенсаторами помірний, тому подача розчину протягом циклу не змінюється. За цією умови зміна об'єму стиснутого повітря в компенсаторі під час зміни кута φ буде складати

$$\begin{aligned} \text{при } 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad \Delta V_1 &= F_n \cdot \left(x_1 - \frac{h_n}{2\pi} \cdot \varphi \right), \\ \text{при } \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad \Delta V_2 &= F_n \cdot \left[\left(x_n - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi - \pi) \right], \end{aligned} \quad (9)$$

де ΔV_1 – зміна об'єму стиснутого повітря в компенсаторі у такті нагнітання поршня по відношенню до об'єму стиснутого повітря при $\varphi=0$; ΔV_2 – те ж саме у такті всмоктування поршня, тобто при $\varphi=0\dots 2\pi$; x_1 – закон руху поршня залежно від кута φ в такті нагнітання ($\varphi=0\dots\pi$), визначається за залежністю (9); h_n – повна величина ходу поршня $h_n = x_1^{max} - x_1^{min}$, визначається також за рівнянням (3), ця величина незначно відрізняється від $2R$ за рахунок зміщення осі вала кривошипа відносно осі поршня; x_n – величина x_1 при $\varphi = \pi$.

Згідно із законом Бойля-Маріотта,

$$V_\varphi = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{p_\varphi}, \text{ звідки } p_\varphi = p_{атм} \cdot \frac{V_{комп}}{V_\varphi}. \quad (10)$$

де V_φ – поточний об'єм стиснутого повітря в компенсаторі при куті φ ; $V_{комп}$ – приведений до нормальних умов ($p_{атм} = 0,1$ МПа) об'єм повітря в компенсаторі; p_φ – тиск стиснутого повітря (й розчину) при куті φ , МПа.

Залежність 1 на рис. 2.5 характеризує подачу розчину в циліндричну камеру компенсаторів від поршня в такті нагнітання з урахуванням закону його руху. Ця подача визначається за виразом $F_n \cdot x_1$. Залежність 2 (рис. 7) характеризує зміну об'єму розчину в циліндричній камері компенсатора при подачі його в нагнітальний трубопровід під час всмоктування, що визначається залежністю

$$q = \frac{V_{p.д.}}{2\pi} \cdot \delta(\varphi) \quad (11)$$

де $V_{p.д.}$ – дійсний робочий об'єм поршня.

Залежність 3 характеризує зміну об'єму розчину в циліндричній камері компенсатора протягом циклу роботи розчинонасоса.

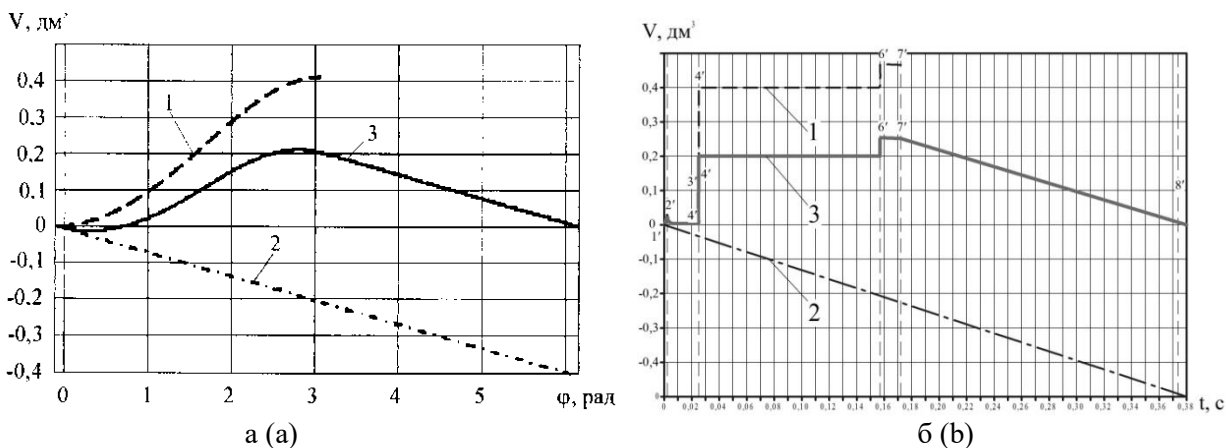


Рис. 7. Залежність об'єму розчину в циліндричних камерах компенсаторів розчинонасоса: 1 – від переміщення поршня, 2 – від подачі в трубопровід, 3 – об'єм розчину в циліндричній камері за повний цикл роботи

Fig. 7. Dependence of the volume of solution in the cylindrical chambers of the mortar pump compensators: 1 – on the movement of the piston, 2 – on the supply to the pipeline, 3 – the volume of solution in the cylindrical chamber for the full cycle of operation

Оскільки $V_\varphi = V_0 - \Delta V$, то з урахуванням формул (1) маємо зміну тиску розчину протягом циклу роботи розчинонасоса

$$\begin{aligned}
 0 \leq \varphi \leq \pi, \quad p_{\varphi_{\max}} &= \frac{p_{\varphi_0 \text{ атм}} \cdot V_{\text{комп}}}{V_0 - F_n \cdot \left\{ R \cdot (1 - \cos \varphi) - \left[l - \sqrt{l^2 - (R \cdot \sin \varphi - e)^2} \right] - \frac{h_n}{2\pi} \cdot \varphi \right\}}, \\
 \pi \leq \varphi \leq 2\pi, \quad p_{\varphi_{\min}} &= \frac{p_{\varphi_0 \text{ атм}} \cdot V_{\text{комп}}}{V_0 - F_n \cdot \left[\left(x_{\pi} - \frac{h_n}{2} \right) - \frac{h_n}{2\pi} \cdot (\varphi - \pi) \right]}.
 \end{aligned} \quad (12)$$

де $V_{\text{комп}}$ – приведений об’єм повітря компенсатора до атмосферного тиску $p_{\text{атм}}$; V_0 – об’єм стиснутого повітря в компенсаторі при $\varphi = 0$, $V_0 = p_{\text{атм}} \cdot \frac{V_{\text{комп}}}{p_0}$, $p_{\varphi_0 \text{ атм}}$ – тиск стиснутого повітря на початок циклу роботи розчинонасоса, МПа; x_1 – хід поршня в такті нагнітання, що визначається за рівнянням (3).

Таким чином, користуючись формулами (12), можна визначити зміну тиску розчину протягом циклу роботи розчинонасоса, якщо відомі параметри R , l , e , F_n , $V_{\text{комп}}$ та початковий тиск $p_{\min}$.

Величина ступеня пульсації тиску δ визначається за формулою

$$\delta = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{\text{ср}}} \cdot 100, \% \quad (13)$$

де $p_{\text{ср}}$ – середній тиск за цикл подачі розчину,

$$p_{\text{ср}} = \frac{p_{\max} + p_{\min}}{2}. \quad (14)$$

В таблиці 2 наведені розрахункові дані пульсацій розчину в залежності від тиску.

На рис. 8 представлені залежності зміни тиску розчину, що перекачується протягом, повного циклу роботи для розчинонасоса з комбінованими компенсаторами обох конструктивних рішень, що пропонуються, отримані за допомогою ПЕОМ з використанням системи рівнянь (9) при значеннях тиску $p_{01} = 1$ МПа, $p_{02} = 2$ МПа, $p_{03} = 3$ МПа, $p_{04} = 4$ МПа, за якими визначається ступінь пульсацій.

Таблиця 2. Розрахункові значення пульсацій розчину в залежності від тиску.
Table 2. Calculated values of solution pulsations depending on pressure.

$p_{\min}$, МПа	$p_{\max}$, МПа	Δp , МПа	$p_{\text{ср}}$, МПа	δ , %
Розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об’єму				
1,0	1,130	0,130	1,065	12,2
2,0	2,300	0,200	2,150	14,0
3,0	3,600	0,600	3,300	18,2
4,0	5,180	1,180	4,590	25,7
Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об’єму				
1,0	1,07	0,12	1,01	11,9
2,0	2,1	0,25	1,975	12,6
3,0	3,2	0,45	2,975	15,1
4,0	4,3	0,7	3,95	17,8

Аналіз отриманих теоретичних залежностей свідчить про те, що під час такту нагнітання у розчинонасоса з електромеханічним приводом тиск повітря в компенсаторі починає зростати, досягає максимального рівня $p_{\max}$ при куті обертання кривошипа $\varphi_0 = -8,21^\circ$ до $\varphi_1 = 174,78^\circ$ і потім за рахунок дії об’єму повітря в компенсаторі рівномірно знижується до мінімального при $\varphi_1 = 174,78^\circ$ до $\varphi_2 = 351,79^\circ$ за деякий час до закінчення

такту нагнітання, що відбувається за рахунок зміщення вісі вала кривошипа вниз відносно осі поршня. У розчинонасоса з гідравлічним приводом тільки на незначних (фаза 1'–4', 5'–7') ділянках під час перемикавання золотників відбуваються всплески тиску на протязі 0,02 с. В цілому під час такту нагнітання тиск подачі стабільний, а в такті всмоктування за рахунок компенсуючої дії об'єму повітря в компенсаторі рівномірно знижується, в результаті цього ступінь пульсацій розчинонасоса зменшується.

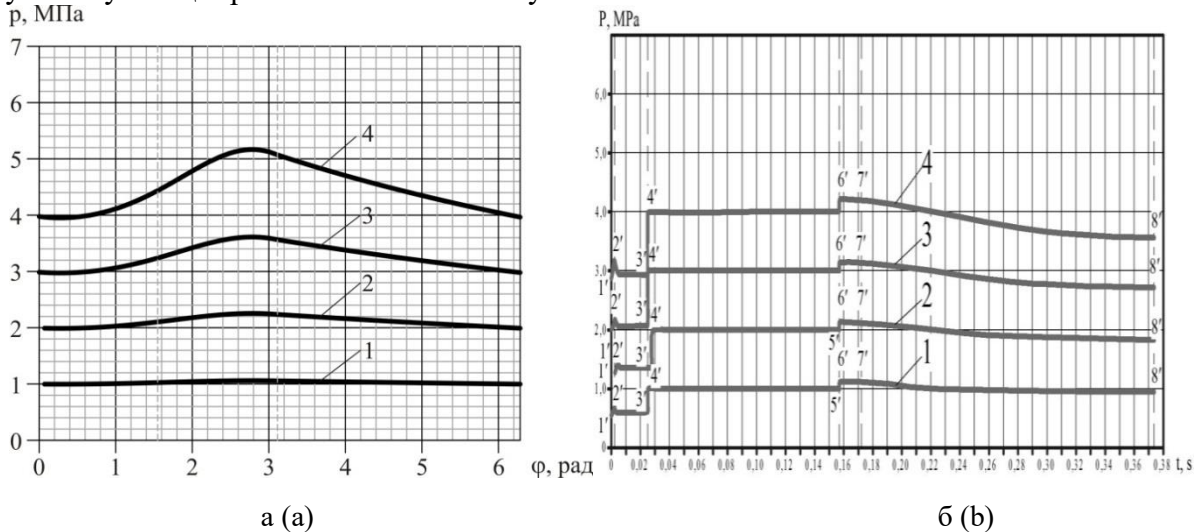


Рис. 8. Залежності тиску розчину $p = f(t)$ при подачі у трубопровід протягом циклу від кута повороту вала кривошипа при 1 – $p_{01} = 1$ МПа; 2 – МПа; 3 – $p_{03} = 3$ МПа; 4 – $p_{04} = 4$ МПа: а) для розчинонасоса з електромеханічним приводом; б) для розчинонасоса з гідравлічним приводом

Fig. 8. Dependences of the pressure of the solution when supplied to the pipeline during the cycle on the angle of rotation of the crank shaft at 1 – $p_{01} = 1$ МПа; 2 – $p_{02} = 2$ МПа; 3 – $p_{03} = 3$ МПа; 4 – $p_{04} = 4$ МПа: а) for a mortar pump with an electromechanical drive; б) for a mortar pump with a hydraulic drive

Аналіз отриманих теоретичних залежностей свідчить про те, що під час такту нагнітання у розчинонасоса з електромеханічним приводом тиск повітря в компенсаторі починає зростати, досягає максимального рівня p_{max} при куті обертання кривошипа $\varphi_0 = -8,21^0$ до $\varphi_1 = 174,78^0$ і потім за рахунок дії об'єму повітря в компенсаторі рівномірно знижується до мінімального при $\varphi_1 = 174,78^0$ до $\varphi_2 = 351,79^0$ за деякий час до закінчення такту нагнітання, що відбувається за рахунок зміщення вісі вала кривошипа вниз відносно осі поршня. У розчинонасоса з гідравлічним приводом тільки на незначних (фаза 1'–4', 5'–7') ділянках під час перемикавання золотників відбуваються всплески тиску на протязі 0,02 с. В цілому під час такту нагнітання тиск подачі стабільний, а в такті всмоктування за рахунок компенсуючої дії об'єму повітря в компенсаторі рівномірно знижується, в результаті цього ступінь пульсацій розчинонасоса зменшується.

Ступінь зростання тиску в такті нагнітання значно залежить від рівня початкового тиску. Дійсно, при початковому тиску 1 МПа (рис. 8, а) його пульсація при роботі розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму становить 12,5%, а при $p_0 = 2$ МПа – 14,0%,. Під час роботи гідроприводного розчинонасоса з компенсатором збільшеного об'єму при 1 МПа (рис. 8, а) пульсація тиску становить 11,9%, а при $p_0 = 2$ МПа – 12,6%, що характеризує зниження пульсацій насоса.

При тиску $p_0 = 4$ МПа (рис. 8, б) ступінь пульсації знижується з 25,7% до 20,8% відповідно, що свідчить про ефективність роботи гідроприводного розчинонасоса з компенсатором збільшеного об'єму.

Це пояснюється тим, що в напівциклі нагнітання швидкість руху робочого органа постійна, а також сумарний обсяг V_0 стисненого повітря в камерах компенсатора на початку

циклу прямо пропорційний сумарному приведенному об'єму $V_{пр}$ і зворотно пропорційний початковому тиску повітря в цей час.

На рис. 2.7 при початковому тиску $p_0 = 2$ МПа, а для сумарного приведенного об'єму повітря компенсатора $V_{комп} = 41, 47$ і 56 дм³ у розчинонасосів відбувається зниження ступеня пульсацій.

Графічні залежності (рис. 9, б) свідчать про те, що в гідроприводному розчинонасосі відбувається зниження пульсацій тиску, при початковому тиску $p_0 = 2$ МПа, під час нагнітання розчину, в порівнянні з розчинонасосом з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму вже при об'ємі компенсатора $V_{комп1} = 41$ дм³ забезпечує помірну пульсацію на рівні $\delta = 0,19$, що дозволить якісно проводити штукатурні роботи під час перекачування.

Також на відміну від електромеханічного привода при якому в кінці ходу поршня в такті нагнітання його швидкість істотно знижується і якийсь час не забезпечує рівень середньої подачі за цикл, гідравлічний забезпечує постійний тиск подачі. Починаючи з цього моменту, подача розчину в нагнітальний трубопровід відбувається не тільки за рахунок нагнітання від поршня, але і за рахунок розширення стисненого повітря в компенсаторі. Такий процес спостерігається і в початковий момент такту нагнітання, що добре помітно на залежностях з високим тиском ($p_0 = 3$ і 4 МПа).

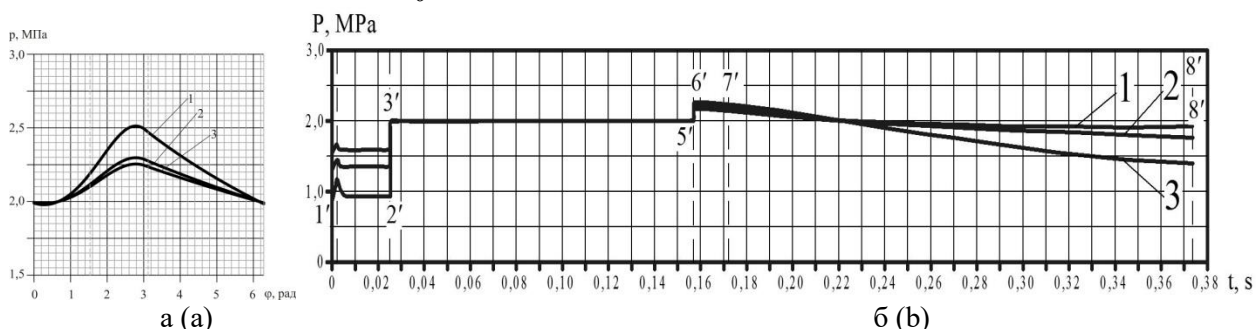


Рис. 9. Залежності тиску протягом циклу від сумарного приведенного об'єму повітря: а) для розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму; б) для гідроприводного розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму 1 – $V_{комп1} = 41$ дм³, 2 – $V_{комп2} = 47$ дм³, 3 – $V_{комп3} = 56$ дм³.

Fig. 9. Dependences of pressure during the cycle on the total reduced volume of air: a) for a mortar pump with a combined compensator of increased volume; b) for a hydraulically driven mortar pump with a combined compensator of increased volume 1 – $V_{komp1} = 41$ дм³, 2 – $V_{komp2} = 47$ дм³, 3 – $V_{komp3} = 56$ дм³.

Такий початковий рівень тиску був обраний у зв'язку з тим, що тиск подачі розчину 1,5...2,5 МПа є найбільш поширеним при виконанні штукатурних робіт.

5. Висновки:

1. виконаний аналіз та оцінка конструкцій розчинонасосів з різними приводами та компенсуючими пристроями;

2. З представлених теоретичних залежностей видно, що величина сумарного приведенного об'єму значно впливає на рівень коливання тиску протягом циклу роботи насоса. Але не залежно від привода велике коливання тиску спостерігається тоді, коли наведений обсяг повітря становить менше 40 дм³;

3. Із зазначених даних випливає, що для забезпечення помірного рівня пульсації подачі розчину на рівні $\delta = 0,2...0,25$ приведений об'єм повітря в компенсаторі повинен бути не менше 41 дм³;

4. Гідроприводний розчинонасос з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму працюватиме ефективніше по відношенню до розчинонасоса з комбінованим компенсатором збільшеного об'єму.

Список використаних джерел:

1. Bogdan Korobko Hydraulic Single Pump with Combined Higher Volume Compensator Operation Analysis / Bogdan Korobko, Inna Khomenko, Mykola Shapoval and Viktor Virchenko // Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering / edit. : V.O. Onyshchenko [et. al.]. – Cham : Springer, 2019. – Vol. 73. – P. 103-115.
2. Shapoval M.V. One-Piston Mortar Pump with Increased Volume Combined Compensator Working Processes Analysis / M.V. Shapoval, V.V. Virchenko, M.O. Skoryk, A.I. Kryvorot // Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering / edit. : V.O. Onyshchenko [et. al.]. – Cham : Springer, 2019. – Vol. 73. – P. 253-264.
3. Different characteristics brake automotive system sales research manufactured by additive technologies / M.P. Nesterenko, V.V. Virchenko, M.V. Shapoval, A.V. Shokalo // Academic Journal Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering. – 2019. – Vol. 2 (53). – P. 19-25.
4. Korobko B., Khomenko I., Shapoval M., Virchenko V. (2020) Hydraulic Single Pump with Combined Higher Volume Compensator Operation Analysis. In: Onyshchenko V., Mammadova G., Sivitska S., Gasimov A. (eds) Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering, vol 73. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-42939-3_12
5. Korobko, B., Khomenko, I., Shapoval, M., Virchenko, V. Solution Pressure Pulsations into the Pipeline Size Determination in Dependence on Constructive Parameters of Valve Units of Mortar Pump Lecture Notes in Civil Engineering this link is disabled, 2022, 181, стр. 225–243. <http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/9321>
6. Theoretical and Experimental Investigations of the Pumping Medium Interaction Processes with Compensating Volume of Air in the Single-Piston Mortar Pump Compensator / B. Korobko, M. Shapoval, R. Kaczynski, A. Kryvorot, V. Virchenko // Lecture Notes in Civil Engineering. – Springer : Cham, 2023. – Vol. 299 : Proceedings of the 4th International Conference on Building Innovations. ICBI 2022. – https://doi.org/10.1007/978-3-031-17385-1_17

References:

1. Korobko, B., Khomenko, I., Shapoval, M., Virchenko, V. (2020). Hydraulic Single Pump with Combined Higher Volume Compensator Operation Analysis. In: Onyshchenko, V., Mammadova, G., Sivitska, S., Gasimov, A. (eds) Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering, vol 73. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-42939-3_12.
2. Shapoval, M., Virchenko, V., Skoryk, M., Kryvorot, A. (2020). One-Piston Mortar Pump with Increased Volume Combined Compensator Working Processes Analysis. In: Onyshchenko, V., Mammadova, G., Sivitska, S., Gasimov, A. (eds) Proceedings of the 2nd International Conference on Building Innovations. ICBI 2019. Lecture Notes in Civil Engineering, vol 73. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-42939-3_27.
3. Nesterenko, M. P., Virchenko, V. V., Shapoval, M. V., & Shokalo, A. V. (2019). Different characteristics of brake automotive system sales research manufactured by additive technologies. Academic Journal Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering, 2(53), 19–25.
4. Korobko, B., Khomenko, I., Shapoval, M., Virchenko, V. (2022). Solution Pressure Pulsations into the Pipeline Size Determination in Dependence on Constructive Parameters of Valve Units of Mortar Pump. In: Onyshchenko, V., Mammadova, G., Sivitska, S., Gasimov, A. (eds) Proceedings of the 3rd International Conference on Building Innovations. ICBI 2020. Lecture Notes in Civil Engineering, vol 181. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-85043-2_22.
5. Korobko, B., Khomenko, I., Shapoval, M., & Virchenko, V. (2022). Solution pressure pulsations into the pipeline size determination in dependence on constructive parameters of valve units of mortar pump. In Lecture Notes in Civil Engineering (Vol. 181, pp. 225–243). Springer. <http://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/9321>.
6. Bogdan, K., Mykola, S., Kaczynski, R., Anatolii, K., Viktor, V. (2023). Theoretical and Experimental Investigations of the Pumping Medium Interaction Processes with Compensating Volume of Air in the Single-Piston Mortar Pump Compensator. In: Onyshchenko, V., Mammadova, G., Sivitska, S., Gasimov, A. (eds) Proceedings of the 4th International Conference on Building Innovations. ICBI 2022. Lecture Notes in Civil Engineering, vol 299. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-17385-1_17.

¹**Roman Salnikov,**Postgraduate student, <https://orcid.org/0009-0001-0408-4358>, e-mail: salnikov.ry@nupp.edu.ua¹**Viktor Virchenko,**Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Industrial Engineering and Mechatronics, <https://orcid.org/0000-0002-5346-9545>, e-mail: virchenko.vv@nupp.edu.ua¹National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic» Pershotravneva Avenue 24, Poltava, 36011, Ukraine

COMPARATIVE ANALYSIS OF MATHEMATICAL MODELS FOR THE SCREW UNIT IN SMALL CONTINUOUS-OPERATION PLASTERING MACHINES

ABSTRACT. *The development of modern construction necessitates improving mechanized mortar application methods. One of the key elements of small-sized continuous plastering units is the screw assembly, which ensures uniform supply and mortars transportation.*

Its effectiveness directly depends on the design parameters, physical and mechanical properties of the material and operating conditions. To analyze the operation of the screw assembly, various mathematical models are used to describe hydrodynamic processes, mechanical interactions between system components and mortar flows characteristics.

Important criteria for choosing mathematical models are forecasting accuracy, implementation complexity, and practical application. The article provides a detailed review of existing modeling approaches and identifies their features.

In the course of the study, a mathematical model's comparative analysis used to describe the screw operation assembly was carried out. Their advantages and disadvantages, as well as areas of application, are established.

It is shown that each of the models has its own applicability limits and forecasting accuracy depending on the type of working environment and unit design features. Recommendations for choosing the most effective mathematical model for predicting the screw assembly operation of small-sized plastering units are proposed.

The results obtained contribute to improving the efficiency of plastering units through a well-founded choice of mathematical models for analyzing their work processes. The defined evaluation criteria can be used to further improve theoretical approaches to calculating the characteristics of the screw assembly and its optimization.

Keywords: *screw assembly, small-sized plastering units, mathematical modeling, comparative analysis, mortars.*

1. Problem statement. Small-sized continuous plastering units are widely used in construction due to their ability to ensure uniform application of mortars. However, their efficiency largely depends on the screw unit operation, which performs the function of feeding and transporting the mixture. During operation, problems arise associated with wear of parts, changes in the physical and mechanical characteristics of mortars and work process instability [1].

The screw assembly operates in difficult conditions, accompanied by exposure to abrasive particles, significant loads and variable parameters of the building mixture. This necessitates taking into account a wide range of factors during the design and unit operation. In addition, the mixture physical and rheological properties may change during transportation, which affects the efficiency of the unit and leads to unpredictable deviations in the material supply.

The development and selection of an adequate mathematical model that allows you to describe the working processes of the screw assembly as accurately as possible is a difficult task. Existing mathematical models are divided into analytical, numerical and experimentally-statistical. Each of these approaches has both advantages and limitations[2]. Analytical models make it possible to establish general patterns of node functioning, but are often based on simplified assumptions about physical processes. Numerical methods provide high modeling accuracy, but require significant computational resources. Experimental-statistical approaches allow obtaining

empirical data, but their application can be complicated due to experimental research complexity. Another important aspect is the development of a universal criterion for evaluating mathematical models' effectiveness. Modern research offers different approaches to assessing the performance of a screw assembly, but there is no single approach that would take into account all the necessary parameters: energy efficiency, wear resistance, supply stability, influence of mixture physical and mechanical characteristics, etc. This makes it difficult to choose the optimal model and its practical application.

In view of the above, a systematic comparative analysis of existing mathematical models describing the screw assembly operation in small-sized plastering units is needed. Such an analysis will allow not only to identify their strengths and weaknesses, but also to determine the most suitable approaches for specific operating conditions. It is also important to form recommendations for the use of different models depending on the technological requirements and parameters of the mortar.

2. Analysis of recent sources and publications. Different researchers propose different approaches to mathematical modeling of screw assembly's operation. Mathematical modeling is a key tool for optimizing mechanism operation, particularly screw assemblies in small-sized plastering units [3].

The screw assembly acts as the main element for transporting and feeding building mixtures, and the efficiency of its operation directly affects the productivity of the unit as a whole. Developing and improving mathematical models of these mechanisms is crucial for ensuring high reliability and cost-effectiveness in construction processes.

Traditionally, screw assembly mathematical models rely on the fundamentals of fluid and solid mechanics. One of the first modeling attempts used classical equations to describe fluid movement through a screw in pipelines, considering factors like fluid compressibility, friction, flow velocity changes, and mixture viscosity.

The authors of these developments believed that the most important parameters are the pitch of the screw turn, its diameter, as well as the size of the gap between the screw and the cylinder wall.

One example of such models was proposed by scientists in papers where the theory of mass and energy transfer was used to determine the speed of working medium movement through the propeller [4-6].

These models were based on the assumption that the solution was homogeneous and viscous, and took into account only the mechanical aspects of motion.

Given that plaster mortars are complex non-Newtonian fluids with different properties, including viscosity and ductility, there is a need to create more complex rheological models. By accounting for the nonlinear interaction between the screw and the mixture, researchers achieve more accurate modeling of real operating conditions.

One such model is the Bingham model, which is widely used to describe the flow of plastic fluids. It allows you to accurately simulate the processes of mixing and transporting thick mortars, such as plaster or cement mixture. According to this model, the fluid exhibits plasticity when a certain limit stress is reached, after which it can flow like a viscous liquid.

An important point in the use of rheological models is their ability to take into account the effect of temperature and humidity on the viscosity and fluidity of the solution, which significantly increases the accuracy of modeling. Such models make it possible to predict not only the efficiency of transporting solutions through screw assemblies, but also to optimize the design of the unit itself to reduce energy costs [7].

With the development of technology and the need to increase the performance of units, some researchers have proposed thermodynamic models that take into account the heat exchange between the working surfaces of the screw and the environment. Such models are especially important when the working mixture experiences intense heating due to friction or when the medium's temperature significantly affects the solution's properties. Taking into account such factors

allows you to more accurately predict the behavior of the screw assembly in different temperature conditions.

In the works of recent years, the authors have developed models in which the equations of heat transfer and friction are integrated to analyze changes in the properties of the mixture during its movement through the screw. This allows not only to increase the accuracy of mathematical calculations, but also to ensure proper control over the quality of plaster application [8].

The modern development of numerical methods, such as the finite element method (FEM), opens up new opportunities for more detailed modeling of screw assembly's operation.

The difference between such models lies in the ability to accurately take into account complex geometries of screw elements, deformations of materials and local unevenness of stress distribution.

Modern research employs multi-physics models that integrate mechanical, thermodynamic, and rheological equations for more accurate simulations. Numerical methods enable the analysis of screw assemblies at various operational stages, particularly in detecting areas of increased wear or malfunction [9].

In addition, an important aspect is the use of technologies such as machine learning to optimize the parameters of screw assemblies. This allows processing large amounts of experimental data and identifying optimal solutions to improve the design and operation of the units.

3. Purpose of the work. The aim of this study is a comprehensive analysis of mathematical models describing the screw unit operation in small-sized continuous-action plastering machines. In particular, the comparison of different modeling approaches is envisaged, along with the assessment of their accuracy, efficiency, and computational complexity. Particular attention is given to identifying the key advantages and disadvantages of each method, as well as determining the optimal conditions for their application in engineering practice and scientific research

4. Research objectives. It is proposed to analyze existing mathematical models of the screw unit operation, define the main criteria for model comparison, perform a comparative analysis based on the defined criteria, determine the optimal conditions for applying different models, and provide recommendations for selecting the most effective mathematical model for predicting the screw unit operation.

5. Discussion of research results. Classical mathematical models for screw units are based on fluid mechanics and solid mechanics principles, using the laws of motion to describe the interaction between the screw and the fluid or mixture. The main task is to simulate the process of transporting liquid or viscous mixtures through the screw assembly, taking into account the design parameters and characteristics of the medium. Screw assemblies operate on a principle similar to that of screw pumps, where fluid moves through a conduit or cavity that has a spiral surface. In this case, the mathematical model of fluid motion can be described by an equation based on the balance of forces and energy.

Under real conditions, the working mixture transported through the screw has the properties of a viscous liquid. In this case, the Navier-Stokes equation can be applied to describe the flow of a viscous fluid in pipes or channels with complex geometry, in particular for helical assemblies. The general Navier-Stokes equation in unreduced form for a stationary flow is of the form

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + v \cdot \nabla v \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 v + f \quad (1)$$

where - ρ - liquid density, kg/m³; v - flow velocity vector, m/s; p - fluid pressure, Pa; μ - dynamic viscosity; f - external forces.

Screw pumps are used to pump a wide range of liquids, such as water, petroleum products, and to move thick pastes, sludges, and mortars. After the fluid flow passes through the screw channel, the liquid is transported along the pump axis. For this type of equipment, an important characteristic is the volumetric flow of liquid, which determines the pumping efficiency.

The liquid flow through the screw pump depends on several key factors, the most important of which are the channel size, liquid viscosity, pressure difference between the pump's inlet and outlet, and channel length.

To determine the volumetric flow through a pump operating under such conditions, a special mathematical model can be used. One approach to the calculation is to apply a formula that describes the volumetric flow based on the pump's main parameters and the liquid's properties.

When studying the mathematical model of a screw pump with a rheological component, it can be built based on equations for flow velocity, liquid viscosity, and interaction with the pump mechanism. One of the main approaches is to use equations that describe the liquid flow through the screw channels of the pump. For rheological fluids, a generalized equation for flow velocity can be applied, accounting for viscosity and changes in the flow structure:

$$Q = \frac{2\pi \cdot R^3 \cdot \Delta p}{L \cdot (\mu + \mu_0)} \quad (2)$$

where Q — volumetric fluid flow, m^3/s , R — pump channel radius, m , Δp — pressure difference between pump inlet and outlet, Pa , L — channel length, m , μ — dynamic viscosity of the liquid, $\text{Pa} \cdot \text{s}$, μ_0 — the base viscosity of the fluid, which characterizes its behavior at low flow rates, $\text{Pa} \cdot \text{s}$.

The channel radius is an important parameter in a screw pump, as it directly determines the amount of liquid that can be moved through the pump. With a larger channel radius, the amount of liquid transported per unit of time increases. At the same time, increasing the radius leads to changes in flow velocity and pressure, as it alters the flow geometry within the channel. This requires taking such changes into account in the rheological properties of the liquid for more accurate calculations.

The pressure difference between the pump's inlet and outlet is the main factor that drives the liquid through the screw channel. Increasing the pressure difference enhances the flow velocity, which is particularly important for pumps handling high-viscosity liquids or large volumes. However, this also increases energy consumption and can affect equipment durability, as higher pressure imposes additional loads on the pump's mechanical components.

Liquid viscosity is one of the key characteristics that determine the liquid's flow ability. For high-viscosity liquids (such as thick pastes, slurries, or construction mixtures), higher pressure must be generated to ensure flow through the pump. Since the viscosity of such liquids changes depending on the flow velocity, this must be considered in calculations using dynamic viscosity. As flow velocity changes, viscosity can increase or decrease, which can affect the pump's efficiency.

Base viscosity is a property of the liquid that determines its ability to flow under low flow velocity conditions.

Base viscosity is a value used as a constant to assess changes in the liquid's properties depending on fluctuations in its flow velocity. Liquids with high base viscosity generally create much greater resistance during movement, which in turn leads to reduced pump efficiency, especially at high flow velocities. This effect is crucial for understanding liquid dynamics under various operating conditions, as an increase in viscosity can lead to a significant rise in energy consumption and a decrease in system productivity.

The channel length is also an important factor in flow calculations. Increasing the channel length typically leads to a decrease in flow, as the liquid encounters more 'resistance' along its path. This can be particularly important when designing pumps with long channels, as reducing the channel length can improve pump efficiency.

The rheological properties of the liquid determine how it behaves when flowing through a screw pump. For some liquids, such as water, oils, or gases, viscosity can be considered constant.

However, for rheological fluids, such as slurries, cement mixtures, or pastes, viscosity changes depending on the flow velocity.

For rheological fluids, the previously mentioned Bingham model or other models describing viscosity changes depending on flow velocity are often used. In such cases, flow calculations through a screw pump may require additional correction factors to accurately reflect the impact of viscosity changes on pump efficiency.

$$\tau = \tau_0 + \eta \cdot \gamma, \quad (3)$$

where τ - shear stress, Pa; τ_0 - yield point, Pa; η - plastic viscosity, Pa·s; γ - shear Speed, 1/s.

Bingham's model is based on two main characteristics: fluidity and viscosity. It describes fluids that require a certain minimum force to start moving. Such a fluid will not flow if the applied force is less than a certain threshold, which is called the "yield threshold". This makes it possible to describe the rheological behavior of substances, such as clay or dirty liquids, which behave like solids until a certain threshold of strength is reached, and after overcoming it, behave like liquids.

When studying this model, it is especially important to take into account the design of screw pumps used to transport thick liquids containing large amounts of solid particles or pasty substances. Because these fluids are not ideal and viscous, their behavior when moving through the pump requires a specific modeling approach. Considering the complexity of their movement, the model must describe not only the change in viscosity, but also the interaction of the liquid with solid particles, which affects the pumping efficiency. Therefore, in order to accurately predict the operation of pumps under such conditions, it is necessary to take into account many factors that can affect work processes, including changes in viscosity depending on the flow rate, particle characteristics and other physical properties of the fluid.

Reducing pitch increases the number of turns per unit length of the screw, resulting in slower but more stable fluid movement. This is especially important when transporting thick and viscous materials, as the small step allows for a more uniform and consistent flow, reducing the risk of clogging the pump. Such a screw copes better with liquids containing solid particles or having high viscosity (Fig. 1).

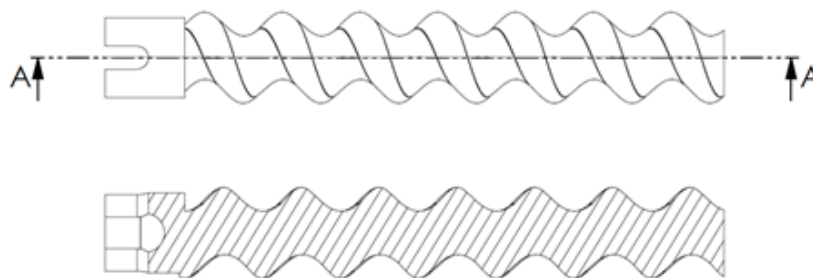


Figure 1. Screw with changed geometric dimensions and ridge pitch

Screw pumps work by creating mechanical energy that causes fluids to move, and Bingham's model allows you to accurately predict how much energy is needed to move such fluids through the system.

In addition, the yield threshold is important in determining under what conditions the fluid will begin to flow. This can be useful for determining the energy costs of pumping and optimizing pump designs for handling different types of liquids.

Considering the yield threshold, we can say that it can be used to describe the minimum force or stress that must be applied for the fluid to start flowing. If the force acting on the fluid is

less than the yield threshold, the fluid behaves like a solid. This can be important for processes where it is necessary for the fluid to remain stable or stationary until a certain load is applied.

Plastic viscosity as an indicator determines the resistance of a fluid to deformation after it has begun to flow. High ductile viscosity indicates that the fluid strongly resists flow, even after the yield threshold has been overcome. For fluids with low viscosity, on the other hand, the movement will be easier and they are able to flow with less applied force.

Shear velocity tells us how quickly a fluid is deformed by the applied force. It is defined as the ratio of the change in velocity to distance. It is important for determining how fast a fluid will move through a pump or pipe under certain loading conditions.

When studying the flow through the helical channel, you can use a modified version of the Darcy-Weisbach equation, which takes into account the rheological properties of the fluid:

$$Q = \frac{2\pi \cdot R^3 \cdot \Delta p}{L} \left(\frac{1}{\mu + \mu_0} \right) \quad (4)$$

The Darcy-Weisbach equation has a number of assumptions and limitations. One of the main assumptions is that fluid flow occurs under conditions of a linear relationship between flow rate and pressure drop, which occurs only at low flow rates, when inertial effects can be ignored. For faster flows, where these effects become significant, more complex models such as the Navier-Stokes equation need to be used.

Another constraint is the assumption of the constancy of the porosity of the medium and the constant viscosity of the liquid. In real conditions, these parameters can change, which requires the use of more complex models.

In the general case, for a rheological model of a non-Newtonian fluid that does not have a yield threshold, the dependence of viscosity on the flow rate can be taken into account.

For a more accurate mathematical model of a screw pump that takes into account thermodynamic processes, it is necessary to consider factors such as heat loss, changes in pressure and temperature in the liquid, as well as the viscosity and change in state of the fluid as it moves.

The liquid pumped by the pump can be considered to be subject to changes in pressure and temperature when moving through the channel. As a result of the mechanical work performed by the pump, the temperature of the liquid may rise due to friction between the fluid and the walls of the channel.

Given the thermodynamic process, changes in temperature can be described by the equation:

$$Q = \Delta T \cdot C_p \cdot m, \quad (5)$$

where Q — the amount of heat absorbed or released by the liquid; ΔT — fluid temperature change; C_p — specific heat capacity of a liquid at constant pressure; m — mass of the pumped liquid.

Thermal processes can also affect the viscosity of the liquid. As the temperature increases, the viscosity of the fluid may decrease, which in turn will affect the flow rate and efficiency of the pump.

To describe the dependence of viscosity on temperature, the Arrhenius equation is used:

$$\mu(T) = \mu_0 \cdot e^{\frac{E_a}{RT}}, \quad (6)$$

where $\mu(T)$ — viscosity of a liquid at temperature; μ_0 — fluid viscosity at standard temperature; E_a — activation energy; R — universal gas constant; T — liquid temperature.

The general mathematical model of a screw pump, which takes into account thermodynamic and rheological factors, describes the process of pumping a liquid through a pump, taking

into account its rheological properties, temperature changes and pressure drop. The model integrates equations for fluid flow, flow rate, and heat and energy losses.

The basis of the model is an equation that determines the flow rate of the fluid through the pump, taking into account the cross-sectional area and flow rate, which depends on the pressure drop and the fluid's flow threshold.

The viscosity of the fluid changes with the temperature, which is described by the Arrhenius equation, which makes it possible to adjust the flow depending on the operating conditions of the pump.

The rheological properties of the fluid are described through the Bingham model, which takes into account the yield threshold and plastic viscosity, which is important for more accurate flow modeling in fluids such as mortars.

In addition, the model takes into account energy losses and power consumed by the pump, which allows optimizing its efficiency and ensuring stable operation under conditions of variable temperatures and fluid composition.

This model is the basis for more accurate calculations and design of screw pumps for pumping various types of liquids, including viscoplastic materials widely used in construction. The general mathematical model in this case for screw pumps will be as follows:

$$Q = A \cdot \frac{\Delta P - \tau_0}{\mu_0 \cdot e^{\frac{E_a}{RT}}}, \quad (7)$$

where Q — fluid flow rate, m^3/s ; A — cross-sectional area of the pump channel, m^2 ; ΔP — differential pressure, Pa ; τ_0 — yield point, Pa ; μ_0 — viscosity at standard temperature, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; E_a — activation energy, J/mol ; R — universal gas constant, 8.314 J/mol K ; T — liquid temperature, K .

Thus, the resulting model of the screw pump is a universal tool for predicting the efficiency of its operation under various fluid parameters, such as temperature, viscosity, yield threshold and pressure drop. This allows engineers to optimize the pump design and ensure stable and efficient pump operation under various conditions of pumping mortars and other viscoplastic materials.

The mathematical model can be applied to calculate pump parameters in various industries, including construction, chemical and oil industries, where it is important to take into account the rheological and thermodynamic properties of liquids.

6. Conclusion. In the course of the analysis of mathematical models of screw pumps and the development of a complete mathematical model that takes into account the thermodynamic and rheological properties of the liquid, important results were achieved to improve the theoretical foundations of the calculation and design of such pumping units. This allows you to more accurately predict the efficiency of screw pumps when pumping viscoplastic fluids, such as mortars or cement mixtures. Due to the inclusion of various factors such as viscosity, temperature, yield threshold, pressure drop and thermodynamic changes, the model allows for a more detailed assessment of the performance of pumps under real operating conditions.

The mathematical models of screw pumps considered in the work, including classical models and models that take into account the rheological properties of liquids, make it possible to understand the basic principles of calculating pumping units. Classical mathematical models based on the basic laws of fluid mechanics make it possible to determine the flow rate of fluid through the pump at a given pressure drop, but these models do not always take into account the influence of the rheological properties of liquids, which is important for the accuracy of calculations in cases where the fluid has nonlinear characteristics, as is the case with viscoplastic materials.

In research, particularly in the construction industry, various rheological models are often used to describe viscoplastic fluids, among which the Bingham model stands out. This model allows you to take into account the fluidity threshold, which is a critical parameter in pump calculations, since it determines at what value of the shear stress the fluid begins to move. However,

standard models that do not take into account rheological properties have significant limitations, since they are not able to accurately model the behavior of fluids with nonlinear viscosity or viscoplasticity. As a result of the study, a new model was developed that allows taking into account both classical mechanical parameters (pressure drop, flow rate, cross-sectional area of the channel) and rheological properties of the fluid, which determine its viscosity and yield threshold.

The inclusion of rheological parameters such as yield threshold and temperature in this model greatly improves the accuracy of calculations, especially for viscoplastic fluids. The viscosity of the liquid in the model is described in terms of the Arrhenius equation, which takes into account changes in viscosity with changes in temperature. This is critical to providing more accurate forecasts of pump performance under variable temperature conditions, which is typical for many industrial processes where the temperature can vary depending on the environment or pumping conditions.

In addition, thermodynamic factors such as heat loss and power consumption by the pump are also introduced into the model.

One of the key aspects that greatly improves the accuracy of the model is taking into account the rheological properties of the fluid, such as the yield threshold and temperature. The rheological properties of liquids directly affect the shear rate and flow of fluid through the pump. Viscoplastic fluids require higher shear stress values to start moving, and this is taken into account by our model because of the yield threshold parameter. In addition, a change in temperature can significantly change the viscosity of the liquid, which is also taken into account in the model due to the temperature dependence of viscosity.

The developed model is a universal tool for the analysis and design of screw pumps, in particular for pumping viscoplastic fluids such as mortars. The model allows you to accurately assess how changes in fluid rheological properties, temperature, and pressure affect pump efficiency, allowing designers and engineers to optimize pump parameters for specific operating conditions. This is especially important in industries such as construction, chemicals, and oil production, where a wide range of variable parameters must be taken into account to achieve maximum efficiency.

References:

1. Baladynskiy, V. L., Livynskiy, O. M., Khmara, L. A., et al. (2001). *Budivelna tekhnika: Pidruchnyk* (Construction machinery: Textbook). Kyiv: Lybid.
2. Baladynskiy, V. L., Nazarenko, I. I., & Onyshchenko, O. H. (2002). *Budivelna tekhnika: Pidruchnyk* (Construction machinery: Textbook). Kyiv-Poltava: KNUCA – PoltNTU.
3. Onyshchenko, O. H., Drachenko, B. F., & Holovkin, O. V. (1998). *Mekhanizatsiya ozdoblivalnykh robiv u budivnytstvi* (Mechanization of finishing works in construction). Kyiv: Urozhai.
4. Holovkin, O. V., Nadobko, V. B., & Ust'yantsev, V. U. (1996). Universalna rozchynnoshchepetilna ustanovka (Universal mortar mixing unit). In *Prohresyvni tekhnolohii ta mashyny vyrobnytstva budivelnnykh materialiv, vyrobiv i konstrukttsii: Vseukrainska konferentsiia: Tezy dopovidei* (Progressive technologies and machines for the production of building materials, products, and structures: All-Ukrainian conference: Abstracts) (pp. 98–100). Poltava.
5. Kucherenko, L. V., Rabocha, T. V., & Strilets, Ya. O. (2013). Suchasni pidkhody do pidvyshchennia efektyvnosti nanesennia tonkosharovykh shtukaturnykh pokryttiv (Modern approaches to improving the efficiency of thin-layer plaster coating application). *Naukovotekhnichniy zbirnyk "Suchasni tekhnolohii, materialy i konstrukttsii v budivnytstvi"*, 1(14), 47–50.
6. Korobko, B. O., Virchenko, V. V., & Shapoval, M. V. (2018). Feed solution in the pipeline with the compensators mortar pump of various design solutions pressure pulsations degree determination. *International Journal of Engineering & Technology*, 7(3.2), 195–202.
7. Ruhrberg, K., & Woishnis, W. (Eds.). (2016). *Chemical resistance of engineering thermoplastics*. Elsevier Inc., William Andrew.
8. Yan, D., Tang, Q., Kovacevic, A., et al. (2018). Rotor profile design and numerical analysis of 2-3 type multiphase twin-screw pumps. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 232(2), 186–202. <https://doi.org/10.1177/0954408916667204>.

9. Li, Z., Zhang, R., Gao, Y., et al. (2008). Profile analysis and simulation of twin-screw pump. *China Petroleum Machinery*, 36(3), 41–44. (In Chinese)
10. Ohbayashi, T., Sawada, T., Hamaguchi, M., & Miyamura, H. (2001). Study on the performance prediction of screw vacuum pump. *Applied Surface Science*, 169–170, 768–771. [https://doi.org/10.1016/S0169-4332\(00\)00788-1](https://doi.org/10.1016/S0169-4332(00)00788-1).
11. Hu, B., Cao, F., Yang, X., Wang, X., & Xing, Z. (2014). Theoretical and experimental study on conveying behavior of a twin-screw multiphase pump. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 230(4), 304–315. <https://doi.org/10.1177/0954408914549789>.
12. Pfaller, D., Brümmer, A., & Kauder, K. (2011). Optimized rotor pitch distributions for screw spindle vacuum pumps. *Vacuum*, 85(12), 1152–1155. <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2011.03.002>.
13. Ohbayashi, T., Sawada, T., Hamaguchi, M., et al. (2001). Study on the performance prediction of screw vacuum pump. *Applied Surface Science*, 169–170, 768–771. [https://doi.org/10.1016/S0169-4332\(00\)00788-1](https://doi.org/10.1016/S0169-4332(00)00788-1).
14. Wang, J., Cui, F., Wei, S., et al. (2017). Study on a novel screw rotor with variable cross-section profiles for twin-screw vacuum pumps. *Vacuum*, 145, 299–307. <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2017.09.006>.

УДК 666.97.033.16

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0504>
¹Олександр Орисенко,

кандидат технічних наук, доцент кафедри «Галузевого машинобудування та мехатроніки»,
<https://orcid.org/0000-0003-3103-0096>, e-mail: oleksandr.orysenko@gmail.com
¹Олександр Шека,

аспірант кафедри «Галузевого машинобудування та мехатроніки», <https://orcid.org/0009-0005-1328-1416>, e-mail: ascheka51@gmail.com
¹Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», просп. Першотравневий, 24, м. Полтава, 36011, Україна

РОЗРОБЛЕННЯ ВІБРАЦІЙНОЇ ОПОРИ ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ ДЛЯ ОДНОМАСОВИХ ВІБРАЦІЙНИХ ПЛОЩАДОК МАЛОЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ

АНОТАЦІЯ. В статті розглядаються питання, пов'язані із розробкою дослідного зразка пружної віброізоляційної опори для одномасових вібраційних площадок малої вантажопідйомності для виготовлення малогабаритних бетонних виробів. Доведено, що для отримання якісного ущільнення бетонних сумішей необхідно забезпечувати кількісні співвідношення між частотами вимушених коливань та значеннями амплітуд вібропереміщень точок поверхні їхніх робочих органів. Наведено принципову схему віброізоляційної опори для одномасової вібраційної площадки з дебалансним віброзбудженням, для пружних елементів якої жорсткість на стиснення можна регулювати або шляхом розподілу навантаження по поверхні робочого органу віброплощадки або шляхом змінення їх робочої висоти. Для розрахованих числових значень осьових жорсткостей пружних елементів віброізоляційної опори виміряно відповідні амплітуди вимушених коливань вибраних точок поверхні робочого органу віброплощадки в напрямках координатних осей та побудовано графіки зміни амплітуд вертикальних вібропереміщень цих точок від відстаней їх від центра коливань. На основі аналізу одержаних графіків зроблено висновок про технічну відповідність жорсткісних характеристик розробленої віброізоляційної опори технологічним вимогам щодо забезпечення якісного віброущільнення відповідних марок жорстких бетонних сумішей.

Ключові слова: вібраційна площадка, віброізоляційна опора, жорсткість, амплітуда коливань, ущільнення.

DEVELOPMENT OF A VIBRATION SUPPORT WITH VARIABLE STIFFNESS FOR SINGLE MASS VIBRATING PLATFORMS WITH A LOW LOAD-BEARING CAPACITY

ABSTRACT. The article deals with the issues related to the development of a prototype of an elastic vibration isolation support for single-mass vibrating platforms of low load capacity for the manufacture of small-sized concrete products. It is proved that in order to obtain a high-quality compaction of concrete mixtures, it is necessary to ensure quantitative correlations between the frequencies of forced vibrations and the values of the amplitudes of vibration displacements of the surface points of their working bodies. A schematic diagram of a vibration isolation support for a single-mass vibrating platform with unbalanced vibration excitation is presented, for the elastic elements of which the compressive stiffness can be adjusted either by distributing the load over the surface of the working body of the vibrating platform or by changing their working height. For the calculated numerical values of the axial stiffnesses of the elastic elements of the vibration isolation support, the corresponding amplitudes of forced vibrations of selected points of the surface of the working body of the vibrating platform in the directions of the coordinate axes were measured and graphs of changes in the amplitudes of vertical vibration displacements of these points with respect to their distances from the centre of oscillations were constructed. Based on the analysis of the obtained graphs, it was concluded that the technical compliance of the stiffness characteristics of the developed vibration isolation support with the technological requirements for ensuring high-quality vibration compaction of the corresponding grades of rigid concrete mixtures.

Keywords: vibrating platform, vibration isolation support, stiffness, vibration amplitude, seal.

1. Постановка проблеми. Виробництво сучасних будівельних матеріалів вимагає постійного впровадження у практику новітніх технологій, створення в будівельній індустрії

нових зразків технологічного обладнання. Для виробництва малогабаритних бетонних і залізобетонних виробів застосовують одномасові вібраційні площадки малої вантажопідйомності переважно з об'ємним або поверхневим ущільненням бетонних сумішей [1, 2]. Основними характеристиками таких установок з вимушеними коливаннями їхніх робочих органів є амплітуди вібропереміщень та частоти коливань, які задаються за технологічними міркуваннями залежно від складу бетонної суміші та габаритних розмірів виробів, що формуються [3]. Їхні коливні маси здійснюють вимушені усталені коливання з амплітудами 0,3...0,6 мм на циклічних частотах 25...50 Гц, що з достатньою технологічною ефективністю відповідають гармонійному режиму їх роботи, зазнаючи при цьому на робочих органах відповідних перевантажень в межах (1...10)g [4, 5]. Частоти цих коливань задаються віброзбуджувачами, як правило, з дебалансним приводом, а амплітуди коливань визначаються коливними масами віброплощадок та жорсткістю пружних елементів їхніх віброізоляційних опор.

Рекомендовані співвідношення між частотами вимушених коливань та амплітудами вібропереміщень для вібраційних площадок з гармонійним режимом роботи наведено в таблиці 1 [6].

Таблиця 1 – Співвідношення між частотами вимушених коливань та амплітудами вібропереміщень для вібраційних установок з гармонійним режимом роботи

Table 1 – Relationship between frequencies of forced oscillations and amplitudes of vibration displacements for vibration installations with a harmonic mode of operation

Колова частота вимушених коливань системи Ω , рад/с	Циклічна частота вимушених коливань, N , Гц	Амплітуда вимушених коливань A , мм
157	25	0,8...1,2
250	40	0,6...0,8
314	50	0,6...0,8

Ефективність роботи одномасових вібраційних площадок безпосередньо залежить від надійності та довговічності їхніх пружних віброізоляційних опор, що сприймають вібраційне навантаження та запобігають вібрації фундаментів [7, 8]. Жорсткісні параметри цих опор розраховують під конкретні інерційні параметри коливних мас вібраційних площадок [9]. Складовими компонентами віброізоляційних опор є пружні елементи переважно у вигляді витих пружин або гумових вставок, що працюють здебільшого на стиск або зсув [3], і забезпечують вертикальну та горизонтальну складові вібрації. Досить часто в якості пружних елементів застосовують циліндричні та конічні конструкції на основі гуми, оскільки у віброізоляційних пружних опорах вони забезпечують більшу частку приєднання маси бетонної суміші [3, 7]. Пружні властивості гуми дозволяють витримувати значні деформації без руйнування, забезпечують можливість регулювання жорсткості та низький рівень шуму. Важливою особливістю віброізоляційного пружного вузла є той факт, що в одномасових вібраційних площадках він технологічно забезпечує зарезонансний режим роботи їхніх коливних систем, при якому амплітуди вібропереміщень практично не залежать від зміни частоти обертання електричного двигуна [3].

2. Аналіз публікацій по темі дослідження. У практиці проєктування вібраційних машин з різними способами збудження вимушених коливань для ущільнення бетонних сумішей визнано доцільними два робочих режими їх роботи – резонансний та далеко зарезонансний [1, 3, 4].

Зарезонансний режим є робочим режимом для нерезонансних одномасових вібраційних площадок із навісним дебалансним віброзбудженням. Робота вібраційних машин в

цьому режимі забезпечується вибором числового значення загальної жорсткості c_{iz} пружних елементів віброізоляційних опор [9]:

$$c_{iz} = \Omega_g^2 m_k, \quad (1)$$

де Ω_g – власна частота коливань віброплощини; m_k – загальна маса її коливних частин.

Власну колову частоту коливань механічної коливної системи вибирають з умови [9]:

$$\Omega_g \leq \Omega / 7 \dots 10, \quad (2)$$

де Ω – колова частота вимушених коливань системи (робоча частота).

Тоді жорсткість c_n пружного елемента кожної віброізоляційної опори дорівнює:

$$c_n = \frac{c_{iz}}{n}, \quad (3)$$

де n – кількість опор віброплощини.

Опори мають бути рівномірно розташовані на рамній конструкції для забезпечення її міцності і не заважати просторовому вібраційному руху [9].

Для одномасових вібраційних машин з дебалансним приводом резонансний режим роботи є шкідливим, тому що динамічні реакції у вібраційних опорах, які сприймає фундамент, внаслідок резонансу зростають настільки, що можуть зруйнувати його. В нерезонансних дебалансних машинах коливна система розміщується на пружних елементах невеликої жорсткості [9], завдяки чому її динамічні навантаження на фундамент є незначними. Зарезонансний режим роботи коливної системи вирізняється стійкістю амплітуди вібропереміщень при випадкових змінах в'язкого опору та частот власних і вимушених коливань системи [9, 10].

3. Мета і завдання дослідження. Метою статті є висвітлення результатів роботи по створенню діючої дослідної моделі пружної віброізоляційної опори з регульованою жорсткістю для одномасової вібраційної площини з дебалансним віброзбудженням. В якості пружних елементів для чотирьох віброізоляційних опор використано лабораторні зразки з гумовокордного матеріалу – частини напірного рукава високого тиску, силовою основою якого є каркас, складений із двох перехресних шарів обгумованого текстильного корду. На основі цих лабораторних зразків потрібно розробити конструкцію віброізоляційної опори змінної жорсткості. Завдання полягає в тому, щоб для розрахованих за умови встановлення далеко зарезонансного режиму роботи віброплощини числових значень осьової жорсткості пружних елементів її віброізоляційного вузла виміряти відповідні амплітуди вібропереміщень вибраних точок поверхні робочого органа в напрямку заданих координатних осей та побудувати графіки залежності амплітуди вимушених вертикальних вібропереміщень вибраних точок як функції відстаней їх від центра коливань, що змінюються у межах від 0 м до 1,015 м, при фіксованих значеннях жорсткостей пружних елементів 30450 Н/м, 60900 Н/м, 91350 Н/м. На основі аналізу одержаних графіків зробити висновок про технічну відповідність чи невідповідність жорсткісних характеристик цієї віброопори технологічним вимогам щодо забезпечення якісного віброуцільнення відповідних сортів бетонних сумішей.

4. Виклад основного матеріалу. Конструкція віброізоляційної опори містить дві основи – верхню і нижню, що являють собою металеві пластини 1 прямокутної форми однакових розмірів. До обох пластин симетрично відносно їх геометричних центрів методом зварювання приєднано штуцери 2 – відрізки металевих труб із зовнішніми діаметрами 50 мм і довжиною 40 мм кожен. За допомогою болтових з'єднань чотири пластини зі штуцерами кріпляться зверху до рухомої рами в чотирьох кутових точках, рівновіддалених відносно її геометричного центра, а інші чотири – знизу до нерухомої основи віброплощини так, щоб геометричні центри кожної пари лежали на одній вертикальній прямій. На вільних кінцях штуцерів нарізано метричну різьбу М50 довжиною по 20 мм, відповідно на верхніх

штуцерах – праву, а на нижніх – ліву. В просторі між парами співвісних штуцерів розміщуються пружні елементи у вигляді порожнистих циліндрів з гумовокордного матеріалу висотою по 100 мм кожен, із внутрішніми та зовнішніми діаметрами відповідно 48 мм та 68 мм. Регулювання висоти цих елементів відбувається шляхом закручування обох їхніх кінців по різьбових частинах циліндричних поверхонь штуцерів за або проти годинникової стрілки. Для надійного з'єднання гумовокордного елемента з металевими штуцерами застосовуються силові сталеві хомути 4.

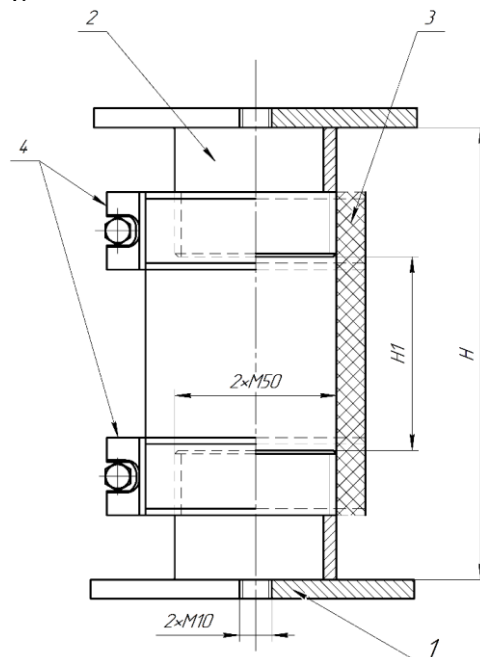


Рисунок 1. Будова пружної віброізоляційної опори змінної жорсткості: H – висота віброопори; H_1 – робоча висота пружного елемента.

Figure 1. Structure of an elastic vibration isolation support of variable stiffness: H – height of the vibration support; H_1 – working height of the elastic element.

Рухома частина вібраційної площадки вільно утримується на чотирьох віброізоляційних опорах за рахунок того, що амплітуда коливної маси набагато менша за осадку пружних елементів опор під дією ваги робочого органу. В робочому режимі віброплощадки гумовокордні елементи зазнають допустимих комбінованих деформацій стиснення та згину, спричинених дією сили збурення віброзбуджувача на рухому раму, забезпечуючи при цьому надійну віброізоляцію фундаменту.

В таблиці 2 наведено числові значення інерційно-жорсткісних параметрів вібраційної площадки для формування малогабаритних бетонних виробів.

Таблиця 2 – Інерційно-жорсткісні параметри вібраційної площадки

Table 2 – Inertial and stiffness parameters of the vibration platform

№ п/п	Назва параметра	Одиниця вимірювання	Числові значення
1	Маса віброплити	кг	100
2	Маса бетонної суміші	кг	80
3	Маса форми	кг	32
4	Маса віброзбуджувача	кг	11
5	Маса дебаланса	кг	2
6	Коливна маса віброплощадки	кг	134

7	Коефіцієнт приєднання бетонної суміші	—	0,3
8	Сила збурення	Н	3000
9	Статичний момент дебаланса	кг·м	0,0334
10	Потужність електричного двигуна	Вт	750
11	Колова частота вимушених коливань системи	рад/с	298,5

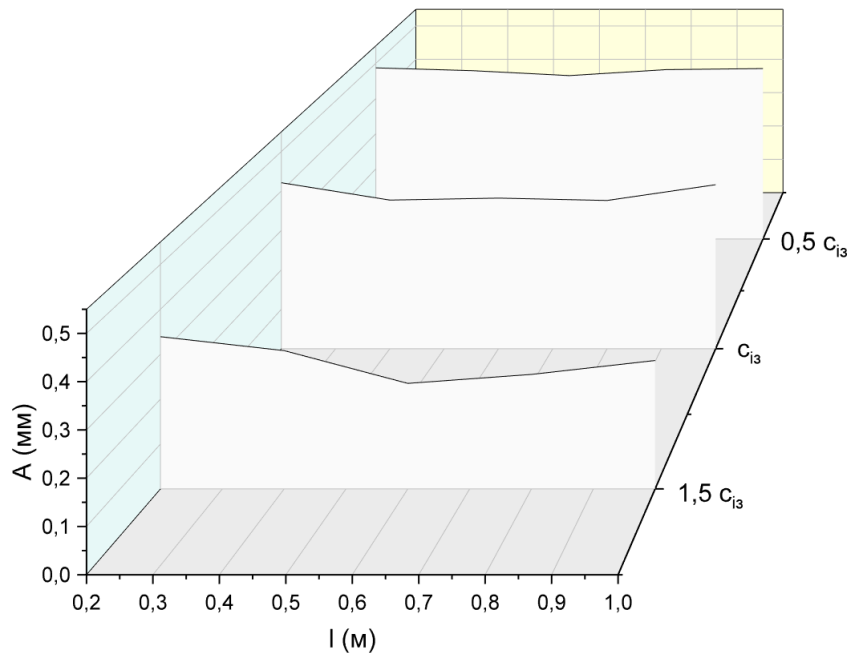


Рисунок 2 – Графіки залежності амплітуд вимушених вертикальних вібропереміщень вибраних точок поверхні робочого органу віброплощадки від їх відстаней від центра коливань, при фіксованих значеннях жорсткостей пружних елементів віброізоляційної опори.

Figure 2 – Graphs of the dependence of the amplitudes of forced vertical vibration displacements of selected points of the surface of the working body of the vibrating platform on their distances from the center of oscillations, with fixed values of the stiffnesses of the elastic elements of the vibration isolation support

При найменшій жорсткості пружних елементів віброізоляційної опори варіації амплітуд вертикальних вібропереміщень є найменшими. Отримані значення амплітуд вертикальних вібропереміщень вибраних точок поверхні робочого органу віброплощадки на циклічній частоті 47,5 Гц вимушених коливань відповідають технологічним вимогам формування малогабаритних виробів із жорстких бетонних сумішей.

Дія такої вібраційної опори ґрунтується на застосуванні залежності жорсткості гумовокордного зразка від пружних деформацій та геометричних розмірів. Зокрема, при незмінній деформуючій силі та площі поперечного перерізу жорсткість такого пружного елемента обернено пропорційна до зміни його довжини. Оскільки зразок чинить опір зміщенню від положення рівноваги, то згідно закону Гука, зі збільшенням жорсткості пружного елемента амплітуда його вібропереміщень зменшується, і навпаки [11]. Гумовокордні елементи вібраційних опор під час роботи вібраційної площадки зазнають періодичних динамічних навантажень. Коли віброплощадка перебуває в режимі холостого ходу, на пружні елементи її опори діє тільки вага рухомої рами з порожньою формою, а в робочому режимі на ці елементи діють динамічні зусилля від маси вібраційної рами з формою і бетонною сумішшю та додаткове зусилля, що створюється рушійною силою віброзбуджувача. Крім того, вібраційна площадка після запуску послідовно проходить три частотні режими – дорезонансний

(при запуску її в роботу), резонансний (коли частота вимушених коливань віброплощини, спричинена рухом дебаланса, збігається з власною частотою коливань її рухомої частини) та далеко зарезонансний (номінальний робочий режим віброплощини з дебалансним приводом).

Підбір жорсткісних параметрів для пружних елементів віброізоляційних опор здійснюють для робочого режиму вібраційної площини у відповідності з умовами (1) – (3). Зокрема, для конструктивного параметра резонансного налагодження $z_{i3}=7$ значення сумарної жорсткості віброізоляційного вузла із урахуванням її коливної маси $m_k = 134$ кг дорівнює:

$$c_{i3} = m_k \left(\frac{\Omega}{z_{i3}} \right)^2 = 134 \cdot \left(\frac{298,5}{7} \right)^2 = 2,44 \cdot 10^5 \left(\frac{H}{M} \right), \quad (4)$$

де M – коливна маса вібраційної площини; Ω – колова частота вимушених коливань системи.

За розрахованою жорсткістю віброізоляційного вузла підбирають геометричні розміри перерізів пружних елементів для конкретних умов експлуатації та визначають амплітуду коливань вібраційної машини [8]. Розрахуємо висоту пружного елемента для однієї віброізоляційної опори у формі порожнистого циліндра, який виготовлений з гумовокордного трансверсально-ізотропного матеріалу (гумова матриця та текстильний корд) і перебуває в умовах плосконапруженого стану під дією торцевих навантажень. За геометричною будовою гумовокордний пружний елемент відповідає моделі двошарового композиту з косокутним армуванням. Кути армування волокон у шарах становлять $\theta = \pm 45^\circ$, а ізотропна та трансверсальна складові модуля пружності гумовокордного матеріалу відповідно дорівнюють: $E_L = 1440 \text{ МПа}$, $E_T = 6,9 \text{ МПа}$.

При стисненні пружного елемента поздовжньою силою тиску деформування двошарового гумовокордного композиту спричинює зміну кута укладання його кордних волокон. Деформації гумової матриці та волокон сильно відрізняються через значну різницю числових значень жорсткостей цих матеріалів. Внаслідок різниці осьових деформацій на межі поділу з'являються напруження зсуву, через що верхній кінець пружного елемента зсувається відносно нижнього кінця без провертання. Для цього випадку жорсткість пружного елемента дорівнює [6]:

$$c_n = \frac{c_{i3}}{n} = \frac{12EJ}{h^3}, \quad (5)$$

де E – модуль поздовжньої пружності матеріалу пружного елемента; J – момент інерції поперечного перерізу пружного елемента; h – висота елемента.

Модуль поздовжньої пружності трансверсально-ізотропного матеріалу пружного елемента та момент інерції його поперечного перерізу розраховуємо за формулами [11, 12]:

$$E_x = \frac{E_L E_T \left(\sin^4 \theta - \sin^2 \theta \cos^2 \theta + \cos^4 \theta + \frac{3}{4} E_T^2 \right)}{E_L \sin^4 \theta + E_T} = 6,93 \cdot 10^6 \text{ Па}, \quad (6)$$

$$J = \frac{\pi D^4}{64} \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right) = 7,884 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4 \quad (7)$$

Тоді висота пружного елемента згідно з (5) становитиме:

$$h = \sqrt[3]{\frac{12EJ}{c_n}} = 10,23 \cdot 10^{-2} \text{ м} \quad (8)$$

При проектуванні віброізоляційних опор на основі гумокордних елементів із гумовою матрицею та армованими волокнами важливим є розрахунок їх напружено-деформованого стану для того, щоб у процесі експлуатації вони витримували допустимі динамічні навантаження на фундамент, спричинені дією вібраційної машини. Підходи до визначення напружено-деформованого стану гумовокордних елементів мають враховувати специфічні властивості гуми – слабку стисливість, в'язко- та термопружність, геометричну нелінійність гумовокордних матеріалів при їх деформаціях [13], та базуватися на застосуванні аналітичних та чисельних методах розрахунку деформованих твердих тіл з композитних анізотропних матеріалів.

5. Висновки. В цій статті описано будову та принцип дії віброізоляційної опори з регульованою жорсткістю для віброплощадок малої вантажопідйомності. Створено та випробувано із застосуванням трифакторного експерименту чотири дослідні опори. В якості пружних елементів цих опор використано зразки композитного гумовокордного матеріалу, силовою основою якого є каркас, складений із двох перехресних шарів обгумованого корду, матрицею є один із сортів гуми із заданими реологічними характеристиками ядра спадковості, а кордом – армовані текстильні волокна.

На основі проведених вимірювань побудовано графіки залежності амплітуд вертикальних вібропереміщень вибраних точок поверхні робочого органа віброплощадки від відстаней від центру коливань при фіксованих значеннях жорсткостей пружних елементів дослідних опор. Амплітуди вертикальних вібропереміщень робочого органа віброплощадки відповідають технологічним умовам її роботи у гармонійному режимі.

Список використаних джерел:

1. Назаренко І. І. Огляд і аналіз вібраційного обладнання для формування плоских залізобетонних виробів / І. І. Назаренко, О. П. Дєдов, О. С. Дьяченко, А. Т. Свідерський // Збірник наукових праць. Будівельні машини і технологічне обладнання. – 2017. – Вип. 90. – с. 49-58. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.93.0301>
2. Nesterenko M.P. Vibrating tables with the spatial oscillations of the moving frame technological properties for forming reinforced concrete products / M.P. Nesterenko, M.M. Nesterenko, O.V. Orysenko, T.O. Sklyarenko // Academic Journal Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering. – 2019. – Vol. 2 (53). – P. 13-19. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/8439>
3. Ланець О. С. Основи розрахунку та конструювання вібраційних машин: Книга 1. Теорія та практика створення вібраційних машин з гармонійним рухом робочого органа : навч. посіб./ О. С. Ланець. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2018. – 612 с ISBN 978-966-941-217-1.
4. Повідайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посібник / В. О. Повідайло. – Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2004. – 248 с ISBN 966-553-421-1.
5. Дудар І. Н. Технологія роздільного віброімпульсного формування каменобетонних виробів : монографія / І. Н. Дудар, В. П. Загреба, А. О. Коваленко. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 92 с ISBN 978-966-641-493-2.
6. Назаренко І. І., Туманська О. В. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: конструкції та основи експлуатації. // І. І. Назаренко, О. В. Туманська – К. : Вища школа, 2004. – 590 с ISBN 966-642-147-X.
7. Нестеренко М. П. Розроблення пружних опор вібраційних площадок для формування залізобетонних виробів / М. П. Нестеренко, О. П. Воскобійник, А. М. Павленко // Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво / за заг. ред. С.Ф. Пічугіна. – Полтава : ПолтНТУ, 2015. – Вип. 1(43). – с. 238-243. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/3054>
8. Нестеренко М. П. Високоєфективні пружні опори для вібраційних площадок із просторовими коливаннями робочого органа / М. П. Нестеренко // Техніка будівництва. – 2012. – № 28. – с. 15–19. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PoltNTU/8021>
9. Назаренко І. І. Обґрунтування алгоритму розрахунку вібраційної установки для ущільнення бетонних сумішей зі змінним режимом роботи / І. І. Назаренко, О. П. Дєдов, О. С. Дьяченко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2019. – Вип. 93. – с. 19-26. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.93.0301>

10. Лях М. М. Визначення жорсткості віброопор бурових вібростит / М. М. Лях, Н. В. Федоряк, О. О. Рейті // Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 17–18 листоп. 2016) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. – Тернопіль: ТНТУ, 2016. – с. 46–47.
11. Wright W. W. Composite materials series-3: Textile structural composites Edited by T.-W. Chou and F. K. KO, Elsevier Science Publishers B.V., Amsterdam, 1989. pp. 480. ISBN 0-444-42992-1 [Electronic resource] / W. W. Wright // British Polymer Journal. – 1990. – Vol. 22, no. 1. – P. 85–86. <https://doi.org/10.1002/pi.4980220115>
12. Писаренко Г. С. Опір матеріалів: підруч. для студ. мех. спец. вищ. навч. закл. / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський; за ред. Г. С. Писаренка. — 2-ге вид., допов. і переробл. — Київ: Вища шк., 2004. — 656с.: іл ISBN 966-642-056-2.
13. Клименко М. І. Напружено-деформований стан гумових та гумовокордних віброізоляторів в умовах температурного та нелінійного деформування // М. І. Клименко, С. М. Гребенюк, А. М. Богуславська, А. В. Гаценко / Геотехнічна механіка. — 2018.— №138 — с. 196–204. <http://dx.doi.org/10.15407/geotm2018.01.196>

References:

1. Nazarenko, I. I., Dedov, O. P., Diachenko, O. S., & Svidersky, A. T. (2017). Ogljad i analiz vibracijnogo obladnannja dlja formuvannja ploskih плит залізобетонних виробів. Girnychi, budivel'ni, dorozhni ta melioratyvni mashyny [Review and analysis of vibrating equipment for the formation of flat reinforced concrete products], Iss. 90, 49–58. <https://doi:10.32347/gbdmm2019.93.0301>
2. Nesterenko M.P., Nesterenko M.M., Orysenko O.V., Sklyarenko T.O. (2019) Vibrating tables with the spatial oscillations of the moving frame technological properties for forming reinforced concrete products – *Academic Journal Series: Industrial Machine Building, Civil Engineering, Poltava: NUPP*, 2 (53), 13–19. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/8439>
3. Lanets, O. S. (2018). *Osnovy rozrakhunku ta konstruiuvannja vibratsiinykh mashyn: Knyha 1. Teoriia ta praktyka stvorennja vibratsiinykh mashyn z harmoniynym rukhom robochoho orhana* [Basics of calculation and design of vibration machines: Book 1. Theory and practice of creating vibration machines with harmonious movement of the working organ]. NU «Lvivska politehnika» Publ ISBN 978-966-941-217-1.
4. Povidaio, V. O. (2004). *Vibratsiini protsesy ta obladnannia* [Vibration processes and equipment]. NU «Lvivska politehnika» Publ ISBN 966-553-421-1.
5. Dudar, I. N., Zahreba, V. P., & Kovalenko, A. O. (2012). Tekhnolohiia rozdilnoho vibroimpulsnoho formuvannja kamenobetonnykh vyrobiv: Monohrafiia [Technology of separate vibro-pulse moulding of stone concrete products: Monograph]. Vinnytsia: VNTU ISBN 978-966-641-493-2.
6. Nazarenko, I. I., & Tumanska, O. V. (2004). Mashyny i ustatkuvannia pidpriemstv budivelnnykh materialiv: konstruksii ta osnovy ekspluatatsii [Machinery and equipment of building materials enterprises: design and basics of operation]. Kyiv: Vyshcha shkola Publ ISBN 966-642-147-X.
7. Nesterenko, M. P., Voskobiinyk, O. P., & Pavlenko, A. M. (2015). Rozroblennia pruzhnykh opor vibratsiinykh ploshchadok dlja formuvannja zalizobetonnykh vyrobiv [Development of elastic supports for vibration platforms for forming reinforced concrete products]. *Zbirnyk naukovykh prats. Seriia: Haluzeve mashynobuduvannia, budivnytstvo – Academic Journal Industrial Machine Building, Civil Engineering*, Poltava: PolNTU, 1(43), 238–243. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/3054>
8. Nesterenko, M. P. (2015). Vysokoefektyvni pruzhni opory dlja vibratsiinykh ploshchadok iz prostorovymy kolyvanniamy robochoho orhana [Highly efficient elastic supports for vibrating platforms with spatial oscillations of the implement]. *Tekhnika budivnytstva – Construction techniques*, Poltava: PolNTU, 28, 15–19. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/8021>
9. Nazarenko, I. I., Diedov, O. P., & Diachenko, O. S. (2019). Obgruntuvannia alhorytmu rozrakhunku vibratsiinoi ustanovky dlja ushchilnennia betonnykh sumishei zi zminnym rezhymom roboty [Justification of the algorithm for calculating the vibration installation for compacting concrete mixtures with a variable operating mode]. *Hirnychi, budivelni, dorozhni ta melioratyvni mashyny – Mining, construction, road and reclamation machines*, 93, 19–26. <https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.93.0301>
10. Liakh, M. M., Fedoliak, N. V., & Reni, O. O. (2016). Vyznachennia zhorstkosti vibroopor burovnykh vibrosyt [Determination of the stiffness of vibration supports for drilling vibrating screens]. In *Aktualni zadachi suchasnykh tekhnolohii – Current challenges of modern technologies*, (pp. 46–47) Ternopil: TNTU.

11. Wright, W. W. (1990). Composite materials series-3: Textile structural composites Edited by T.-W. Chou and F. K. KO, Elsevier Science Publishers B.V., Amsterdam, 1989. pp. 480. ISBN 0-444-42992-1. *British Polymer Journal*, 22(1), 85–86. <https://doi.org/10.1002/pi.4980220115>
12. Pysarenko, H. S., Kvitka, O. L., & Umanskyi, E. S. (2004). *Opir materialiv: Pidruchnyk* (H. S. Pysarenko, Ed.; 2nd ed.) [Resistance of materials: A Textbook (2nd ed.)]. Kyiv: Vyshcha shkola ISBN 966-642-056-2.
13. Klymenko, M. I., Grebenyuk, S. M., Boguslavska, A. M., & Hatsenko, A. V. (2018). Napruzhenno-deformovanyi stan humovykh ta humovokordnykh vibroizoliatoriv v umovakh temperaturnoho ta neliniinoho deformuvannia [Stress-strained state of rubber and rubber-cord vibroinsulators under condition of temperature and nonlinear deformation]. *Heotekhnichna mekhanika – Geo-Technical mechanics*, 138, 196–204. <https://doi.org/10.15407/geotm2018.01.196>

¹Ігор Косминський,кандидат технічних наук, доцент кафедри машин та обладнання технологічних процесів,
<https://orcid.org/0000-0003-0234-7166>, e-mail: kosmysnkyi.iv@knuba.edu.ua¹Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури, просп. Повітрофлотський 31, м. Київ, 03037, Україна

МЕТОДИКА ВИКЛАДАННЯ ДИСЦИПЛІНИ «ТОРГОВЕЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ» ДЛЯ СТУДЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНОСТІ «ТОРГОВО-КОМЕРЦІЙНА ДІЯЛЬНІСТЬ» У ЗАКЛАДАХ ВИЩОЇ ОСВІТИ БУДІВЕЛЬНО-АРХІТЕКТУРНОГО ПРОФІЛЮ

АНОТАЦІЯ. У роботі репрезентовано аналіз методологічних підходів до викладання дисципліни «Торговельне обладнання» для студентів спеціальності «Торгово-комерційна діяльність». Досліджено структуру та зміст навчального матеріалу з урахуванням сучасних тенденцій розвитку торговельної галузі та інноваційних технологій у сфері торговельного обладнання. Прیدілено увагу специфіці викладання цієї дисципліни для студентів будівельно-архітектурних університетів, враховуючи міждисциплінарні зв'язки та практичну спрямованість навчання. Проведено аналіз сучасного стану виробництва торговельного обладнання, включаючи новітні розробки у сфері автоматизації торговельних процесів, енергоефективні рішення та екологічні аспекти використання обладнання. Висвітлено особливості інтеграції теоретичних знань з практичними навичками у процесі навчання. Запропоновано інноваційні методи викладання, які включають використання BIM (Building Information Modelling) та VR/AR (Virtual Reality/Augmented Reality). Запропоновано систему оцінювання знань студентів, яка враховує як теоретичну підготовку, так і здатність застосовувати отримані знання у реальних професійних ситуаціях. Окремо приділено увагу формуванню у студентів навичок проектування торговельних приміщень та вибору оптимального обладнання з урахуванням архітектурно-планувальних рішень. Розглянуто методи навчання, спрямовані на розвиток аналітичного мислення та здатності приймати обґрунтовані рішення щодо технічного оснащення торговельних підприємств різних форматів. Результати дослідження запропонованих методологічних підходів демонструють їх позитивний вплив на якість підготовки фахівців. Запропоновано рекомендації щодо вдосконалення навчального процесу та адаптації навчальних програм до сучасних вимог ринку праці. Запропоновані методи можуть бути використані при викладанні аналогічних дисциплін у інших закладах вищої освіти, що готують фахівців для торговельної галузі.

Ключові слова: торговельне обладнання, методика викладання, торгово-комерційна діяльність, інноваційні технології, вищі навчальні заклади.

METHODS OF TEACHING THE DISCIPLINE 'COMMERCIAL EQUIPMENT' FOR STUDENTS MAJORING IN 'TRADE AND COMMERCIAL ACTIVITY' IN HIGHER EDUCATION INSTITUTIONS OF CONSTRUCTION AND ARCHITECTURAL PROFILE

ABSTRACT. The paper presents an analysis of methodological approaches to teaching the discipline 'Commercial Equipment' for students majoring in 'Trade and Commercial Activities'. The structure and content of the educational material are studied with regard to modern trends in the development of the trade industry and innovative technologies in the field of trade equipment. Attention is paid to the specifics of teaching this discipline to students of civil engineering and architecture universities, taking into account interdisciplinary links and practical orientation of training. An analysis of the current state of production of commercial equipment, including the latest developments in the field of automation of trade processes, energy-efficient solutions and environmental aspects of equipment use, is carried out. The features of integration of theoretical knowledge with practical skills in the learning process are highlighted. Innovative teaching methods are proposed, including the use of BIM (Building Information Modelling) and VR/AR (Virtual Reality/Augmented Reality). A system for assessing students' knowledge is proposed, which takes into account both theoretical training and the ability to apply the acquired knowledge in real professional situations. Particular attention is paid to the development of students' skills in designing retail premises and choosing the optimal equipment, taking into account architectural and planning solutions. The article considers teaching methods aimed at developing analytical thinking and the ability to make informed decisions regarding the technical equipment of retailers of various formats. The results of the study of the proposed methodological approaches demonstrate their positive impact on the quality of training. Recommendations

for improving the educational process and adapting the curricula to the current requirements of the labour market are proposed. The proposed methods can be used in teaching similar disciplines in other higher education institutions that train specialists for the trade industry.

Keywords: commercial equipment, teaching methods, trade and commercial activity, innovative technologies, higher education institutions.

1. Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень і публікацій. Викладання дисципліни «Торговельне обладнання» є особливо важливим у контексті розвитку сучасного торговельного ринку з кількох важливих причин [1-4].

По-перше це технологічна модернізація торгівлі. Сучасні ринки характеризуються швидким впровадженням новітніх технологій у торговельний процес. Тому майбутні фахівці повинні мати глибоке розуміння принципів роботи та функцій сучасного торгового обладнання, наприклад: POS-терміналів та касових апаратів нового покоління, електронних систем цінників, автоматизованих систем обліку товарів, сучасного холодильного, теплового та високофункціонального вагового обладнання [1,2,4].

По-друге це оптимізація торговельних процесів. Знання торгового обладнання дозволить підвищити продуктивність праці персоналу скоротити час обслуговування клієнтів скоротити операційні та експлуатаційні витрати, покращити умови зберігання підвищити точність обліку та отримати конкурентну перевагу. У конкурентному середовищі важливо мати можливість: правильного підбору обладнання для конкретної сфери роздрібної торгівлі, ефективно використовувати торговельну площу, забезпечивши комфортні умови для покупців і разом з тим впроваджувати енергоефективні рішення забезпечивши стабільну роботу обладнання, яка відповідає сучасним стандартам. Отримання навичок в цій галузі допоможе зрозуміти: вимоги безпеки до торговельного обладнання, міжнародних стандартів якості гігієни, санітарії та енергоефективності [2].

По-третє інтеграцію з цифровими технологіями. Сучасне торговельне обладнання все більше інтегрується з системами управління товарними запасами, CRM-системами, аналітичними платформами, мобільними додатками та хмарними сервісами.

По-четверте економічна ефективність. Правильний підбір та експлуатація торговельного обладнання впливає на зниження експлуатаційних витрат, підвищення продуктивності праці, оптимізацію логістичних процесів зменшення втрат товарів та підвищення рентабельності бізнесу.

По-п'яте вивчення цієї дисципліни готує студентів до впровадження інноваційних технологій, таких як автоматизація торговельних процесів, розвитку багатоканальної торгівлі, використання штучного інтелекту в торгівлі та робота з системами самообслуговування.

Таким чином, навчання з дисципліни «Торговельне обладнання» є надзвичайно важливим, оскільки формує компетенції, які необхідні майбутнім фахівцям для досягнення успіху в сучасному торговельному бізнесі. Знання принципів дії, правил експлуатації та компетенцій сучасного торговельного обладнання є важливим елементом професійної підготовки, що забезпечує конкурентоспроможність торговельних підприємств та дозволяє їм задовольняти зростаючі вимоги споживачів[4].

2. Мета та завдання дисципліни полягають:

- у формуванні у студентів знань про основи конструювання, розміщення та використання торговельного обладнання;
- ознайомленні з новітніми розробками у сфері рітейлу та комерційного дизайну;
- практичному застосуванні отриманих знань при проектуванні торговельних площ[9,10].

Технічні аспекти проектування включають в себе вивчення основних принципів проектування торгового обладнання, розуміння властивостей і характеристик різних матеріалів, стандартів безпеки та ергономічних вимог, ознайомлення з принципами модуляризації, модернізації і виробництва обладнання. Разом з тим важливими аспектами залишаються ознайомлення з принципами розміщення обладнання, аналіз ліній руху покупців та

оптимізація маршрутів, особливі моменти планування торгового простору, створення ефективних викладок товарів та забезпечення зручності обслуговування покупців.

Також необхідно зосередити увагу на таких питаннях, як розуміння сучасних тенденцій в ритейлі та комерційному дизайні, новітніх технологічних рішеннях, аналізі автоматизованих технологічних систем, дослідженні енергоефективних рішень, сучасному підході до композиції торгового простору, концепції візуального мерчандайзингу, інноваційних світлових рішеннях, адаптивності та багатофункціональності обладнання.

Практичне застосування набутих знань повинно поєднувати в собі проектну роботу, практичні навички та експериментальну роботу.

3. Матеріали та методи Проектна робота повинна включати в себе розробку планів розміщення торговельного обладнання, розрахунок його технічних характеристик, підготовку специфікацій та кошторисів і разом з тим оптимізацію використання торговельних площ.

Практичні навички полягають в умінні користування спеціалізованим програмним забезпеченням з метою створення проектів, технічної документації, а також вибору оптимального рішення відповідно до існуючого бюджету та оцінки ефективності розміщення обладнання.

Експериментальна частина повинна включати такі види робіт, як тестування різних конфігурацій розміщення обладнання, аналіз впливу розташування на продажі, дослідження поведінки покупців, оцінка ергономічності рішень та перевірка відповідності нормативним вимогам.

Таким чином така структура допоможе забезпечити разом з комплексним розумінням принципів роботи з обладнанням здатність створювати ефективні торговельні простори та готовність до впровадження інноваційних рішень.

Сучасний розвиток інформаційних технологій докорінно змінив підхід до проектування торговельних просторів та організації освітніх процесів: використання технологій BIM (Building Information Modelling) та VR/AR (Virtual Reality/Augmented Reality) для підвищення ефективності професійної діяльності відкриває нові можливості [5, с. 45-47, 6,8,9,11,12]. Технологія BIM є інтелектуальним цифровим процесом створення та управління проектною документацією, що містить повні геометричні та інформаційні моделі будівель [6, с. 23-25, 9]. Стосовно практичних аспектів застосування BIM в торговельних просторах згідно з дослідженнями, використання технології BIM: - дозволяє знизити витрати на проектування на 20-30% - скоротити час на виготовлення проектної документації - мінімізувати помилки на етапі проектування - забезпечити максимальну координацію між різними учасниками проекту [7, с. 112-114, 9]. Безпосередньо до торгового обладнання BIM моделі можуть бути використані як для проектування торгового обладнання, включаючи його форму, розміри та матеріали так і для створення креслень та інструкцій для виробництва торгового обладнання, зокрема, як приклад BIM моделі можливо використати для проектування та виробництва холодильних вітрин, холодильних шаф та іншого торгового обладнання.

Таким чином BIM технології є потужним інструментом, який може бути використаний для покращення проектування, виробництва, монтажу та експлуатації торгового обладнання. Використання BIM технологій дозволяє підвищити ефективність та знизити витрати на всіх етапах життєвого циклу торгового обладнання[6,7,9].

VR/AR-технології[8,11,12]. є репрезентацією інноваційного інструменту створення іммерсивного освітнього середовища, що дозволяє:

- моделювати складні навчальні сценарії
- забезпечувати інтерактивність освітнього процесу та долати обмеження традиційних форм навчання [8, с. 78-80], особливо важливо щоб забезпечити безпечні умови навчання студентів під час війни.

Емпіричні дослідження [7,8,12]. свідчать про значні переваги використання віртуальних технологій, а саме підвищення рівня засвоєння матеріалу на 40-50%, розвиток просторового мислення та можливість безпечного моделювання складних професійних ситуацій [7, с. 56-58].

Підсумовуючи можна констатувати, що впровадження BIM та VR/AR-технологій є перспективним напрямком розвитку професійної освіти та проектування. Їх комплексне застосування дозволяє значно підвищує якість та ефективність професійної діяльності.

Що до оцінювання знань студентів раціональними є загальні критерії[7]. Когнітивний рівень, який в свою чергу розділено на репродуктивний, реконструктивний та творчий. Що до складових оцінювання пропонується наступний поділ: теорія - 40%, практичні навички - 35%, самостійна робота – 15% і презентація результатів - 10%.

4. Висновки. Підсумовуючи вищенаведене можливим є зробити наступні висновки:

1. Важливості дисципліни для майбутніх фахівців з торгово-комерційної діяльності.
2. Необхідність впровадження сучасних технологій у навчальний процес, зокрема BIM (Building Information Modelling) та VR/AR (Virtual Reality/Augmented Reality).
3. Перспективи розвитку курсу та адаптація до вимог ринку праці України.

Список використаних джерел:

1. Семенюк, Д.П. Торговельне обладнання // підручник, Частина 1. Д. П. Семенюк, В. О. Потапов ; Харк. держ. ун-т харч. та торгівлі. – Х., 2016. – 423 с. ISBN 978-966-405-414-7.
2. Торговельне обладнання: підручник //А.А. Мазаракі, С.Л. Шаповал, І.І. Тарасенко, О.П. Шинкаренко ; за ред. А.А. Мазаракі. – Київ : Київ. нац. торг.-екон. ун-т, 2018. – 320 с. ISBN 978-966-629-871-6.
3. Бозуленко О. Я. Організація торгівлі : навчальний посібник [для студ. вищ. навч. закл.]. Чернівці : ЧТЕІ КНТЕУ, 2021. 240 с.
4. Паламаренко Я.В. Організація торгівлі. Методичні рекомендації з дисципліни «Організація торгівлі» для проведення практичних занять у студентів денної та заочної форми навчання галузі знань 07 Управління та адміністрування спеціальності 076 Підприємництво, торгівля та біржова діяльність першого (бакалаврського) освітнього рівня. Вінниця: ВНАУ, 2019. 96 с.
5. Левченко, О. В. (2021). Інформаційні технології в управлінні проектами. Техніка.
6. Петров, С. М. (2022). BIM-моделювання: теорія та практика. Основа.
7. Коваленко, А. І. (2021). Віртуальні технології в освіті. Освіта.
8. Мельник, В. С. (2022). Використання VR/AR у професійній підготовці. Наукова думка.
9. Salem, O., Samuel, I. J., & He, S. (2020). BIM and VR/AR technologies: From project development to lifecycle asset management. Automation in Construction, 112, Article 103090. [https://doi.org/10.14455/ISEC.res.2020.7\(1\).AAE-11](https://doi.org/10.14455/ISEC.res.2020.7(1).AAE-11).
10. Safikhani, S., Keller, S., & Schweiger, G. (2022). Immersive virtual reality for extending the potential of building information modeling in architecture, engineering, and construction sector: Systematic review. Journal of Construction Engineering and Management, 148(3), 03122001. <https://doi.org/10.1080/17538947.2022.2038291>.
11. Chacón, R., Claire, F., & de Coss, O. (2020). Development of VR/AR applications for experimental tests of beams, columns, and frames. Journal of Computing in Civil Engineering, 34(4), 04020022. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)CP.1943-5487.0000908](https://doi.org/10.1061/(ASCE)CP.1943-5487.0000908).
12. Ghoneim, A. (2021). The Integration of BIM in Facility Management using AR/VR [Master's thesis]. Metropolia University of Applied Sciences. <https://doi.org/10.1108/ECAM-12-2021-1146>.

References:

1. Semenyuk, D. P., & Potapov, V. O. (2016). Torgovelnе obladnannia: Pidruchnyk. Chastyna 1 [Trade equipment: Textbook. Part 1]. Kharkiv: Kharkiv State University of Food Technology and Trade. ISBN 978-966-405-414-7. (in Ukrainian).
2. Mazaraki, A. A., Shapoval, S. L., Tarasenko, I. I., & Shynkarenko, O. P. (2018). Torhovelnе obladnannia: pidruchnyk [Trade equipment: Textbook] (A. A. Mazaraki, Ed.). Kyiv: Kyiv National University of Trade and Economics. ISBN 978-966-629-871-6. (in Ukrainian).

3. Bozulenko, O. Ya. (2021). Orhanizatsiia torhivli: navchalnyi posibnyk [Organization of trade: Textbook for students of higher education institutions]. Chernivtsi: ChTEI KNTEU. 240 s. (in Ukrainian).
4. Palamarenko, Ya. V. (2019). Orhanizatsiia torhivli: Metodychni rekomendatsii z dyscypliny “Orhanizatsiia torhivli” dlia provedennia praktychnykh zanyat u studentiv dennoi ta zaochnoyi formy navchannia haluzi znan 07 Upravlinnia ta administruvannia spetsialnosti 076 Pidpriemnytstvo, torhivlia ta birzhova diialnist pershoho (bakalavrskoho) osvitnoho rivnia [Organization of trade: Methodical recommendations for the discipline “Organization of Trade” for conducting practical classes for full-time and part-time students in the field of knowledge 07 Management and Administration, specialty 076 Entrepreneurship, Trade, and Exchange Activities of the first (bachelor’s) educational level]. Vinnytsia: VNAU. 96 p. (in Ukrainian).
5. Levchenko, O. V. (2021). Informatsiini tekhnolohii v upravlinni proektamy [Information technologies in project management]. Tekhnika. (in Ukrainian).
6. Petrov, S. M. (2022). BIM-modeliuvannia: teoriia ta praktyka [BIM modeling: Theory and practice]. Osnova. (in Ukrainian).
7. Kovalenko, A. I. (2021). Virtualni tekhnolohii v osviti [Virtual technologies in education]. Osvita. (in Ukrainian).
8. Melnyk, V. S. (2022). Vykorystannia VR/AR u profesiinii pidhotovtsi [Use of VR/AR in professional training]. Naukova Dumka. (in Ukrainian).
9. Salem, O., Samuel, I. J., & He, S. (2020). BIM and VR/AR technologies: From project development to lifecycle asset management. Automation in Construction, 112, Article 103090. [https://doi.org/10.14455/ISEC.res.2020.7\(1\).AAE-11](https://doi.org/10.14455/ISEC.res.2020.7(1).AAE-11).
10. Safikhani, S., Keller, S., & Schweiger, G. (2022). Immersive virtual reality for extending the potential of building information modeling in architecture, engineering, and construction sector: Systematic review. Journal of Construction Engineering and Management, 148(3), 03122001. <https://doi.org/10.1080/17538947.2022.2038291>.
11. Chacón, R., Claire, F., & de Coss, O. (2020). Development of VR/AR applications for experimental tests of beams, columns, and frames. Journal of Computing in Civil Engineering, 34(4), 04020022. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)CP.1943-5487.0000908](https://doi.org/10.1061/(ASCE)CP.1943-5487.0000908).
12. Ghoneim, A. (2021). The Integration of BIM in Facility Management using AR/VR [Masters thesis]. Metropolia University of Applied Sciences. <https://doi.org/10.1108/ECAM-12-2021-1146>.

UDC 621.928:624.012.4

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0506>
¹Rostyslav Rudyk,

Postgraduate student, <https://orcid.org/0000-0001-8386-977X>, e-mail: rostyslavrudyk@nupp.edu.ua
¹Viktor Virchenko,

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Industrial Engineering and Mechatronics, <https://orcid.org/0000-0002-5346-9545>, e-mail: virchenko.vv@nupp.edu.ua
¹National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic» Pershotravneva Avenue 24, Poltava, 36011, Ukraine

INCREASING THE EFFICIENCY OF GRAVITY MIXING FOR CONCRETE MIXTURES

ABSTRACT. *The article examines the impact of a gravity concrete mixer's geometric parameters and the concrete mixture's rheological properties on mixing efficiency. The kinematics of particles in the mixing drum are considered, taking into account gravitational, centrifugal and inertial forces. An analysis was conducted to assess the impact of blade angle, drum rotation speed, and mixture viscosity on component distribution uniformity and final material quality.*

The results of mathematical modeling confirmed that an increase in the rotation speed contributes to more active mixing, but its excessive value can lead to centrifugation of particles and a decrease in process efficiency. It has been established that the optimal angle of blades inclination ensures maximum circulation of particles and minimizes areas with weak mixing. A connection between the rheological characteristics of the mixture and the kinematics of its movement has been revealed, which allows optimizing the design parameters of the mixer to improve the mixing quality and reduce energy costs.

The results obtained can be used to improve the design of concrete mixers, as well as the development of adaptive mixing process control systems. It is advisable to focus further research on mathematical modeling of turbulent flows in the mixing chamber and the development of intelligent systems for regulating mixing parameters.

Keywords: concrete mixer, rheology, particle kinematics, rotation speed, blades, mixing efficiency, mathematical modeling, process optimization.

1. Problem statement. The process of mixing concrete mixtures in gravity concrete mixers is determined by the interaction of the mixture particles with mixer working bodies and with each other. The uniformity of component distribution directly affects the quality of the final material, including its strength, durability, and resistance to external influences. Despite the widespread practice of using gravity mixers, their effectiveness largely depends on design features and kinematic parameters.

One of the key aspects determining mixing quality is the dynamics of particle movement in the mixing drum. During the rotation of the drum, material particles are exposed to gravitational, centrifugal and inertial forces, which determines their trajectory and speed of movement. If particle interaction with the blades is not sufficiently effective, zones with weak material circulation may form, leading to the mixture's heterogeneity.

The geometry of the mixer blades and their angle of inclination significantly affect the particle velocity distribution and mixing intensity. The choice of rational blade parameters determines how evenly the concrete mixture components will be mixed, which is especially important when using highly active additives or modified binders.

The relevance of the study is due to the need to ensure high homogeneity of concrete mixtures, which directly affects their strength and performance characteristics. Gravity concrete mixers, which are widely used in construction, have disadvantages related to uneven mixing, which can lead to the formation of areas with weak material circulation. Determining the optimal design parameters of the mixer, such as blade geometry and drum rotation speed, is an important task for increasing mixing efficiency and ensuring uniform particle distribution. Research into the influence of these parameters, as well as the rheological properties of the concrete mix, will allow us to improve the concrete preparation process and improve the quality of building materials.

2. Analysis of recent sources and publications. Many studies highlight that mixing efficiency largely depends on the mixer's design parameters, particularly the blade shape and placement, drum rotation speed, and mixing chamber's inner surface geometry. Optimizing these parameters allows for uniform particle distribution and minimizes the formation of zones with low material circulation intensity [1-2].

Scientists also focused their research on analyzing the trajectories of concrete mixture particle movement under the influence of gravitational, centrifugal, and inertial forces. Studies show that the kinematic features of the mixing process directly affect the time it takes to achieve the required homogeneity of the mixture, as well as the uniform distribution of components throughout the drum volume. In particular, it has been found that too high a rotation speed leads to a centrifugation effect, when particles are pressed against the walls of the drum and the mixing process becomes significantly more difficult [3].

Particular attention was also paid to the influence of the rheological properties of the concrete mix on the mixing efficiency. Scientific studies show that the viscosity and density of the material determine the nature of its movement inside the drum and the degree of interaction with the working elements of the mixer. It has been shown that for mixtures with high viscosity it is necessary to increase the mixing intensity, which can be achieved by changing the geometry of the blades or the operating modes of the mixer [4].

3. Purpose of the work. The purpose of the study is to analyze the influence of the geometric parameters of the mixer and the rheological properties of the concrete mix on the efficiency of the mixing process in a gravity concrete mixer. The research is aimed at determining the optimal design characteristics of the mixer's working elements, ensuring uniform distribution of particles, reducing mixing time and increasing the homogeneity of the concrete mix.

4. Discussion of research results. Gravity concrete mixers are one of the most common types of equipment for preparing concrete mixtures directly on the construction site. They are characterized by their simplicity of design, reliability and efficiency in mixing a wide range of building materials. The basic principle of their operation is based on the rotation of a drum, inside which are installed blades that ensure the lifting and free fall of concrete mixture particles under the influence of gravity. This creates a cyclic mixing process, promoting uniform distribution of the mixture components [5].

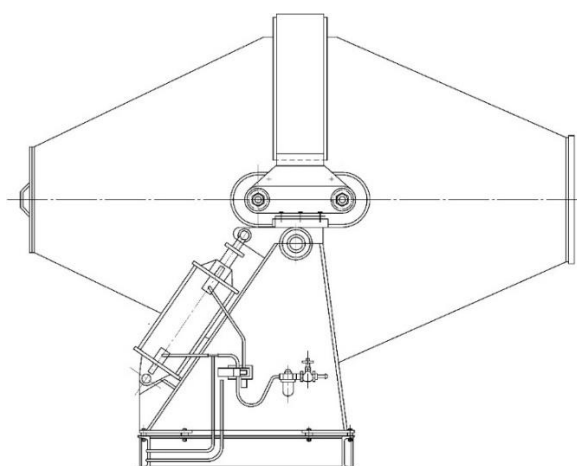


Fig. 1. Gravity Concrete Mixer

The efficiency of a gravity mixer largely depends on its design parameters, in particular the shape of the drum, the location of the blades and the rotation speed. Choosing the optimal parameters allows you to improve mixing quality, reduce mixture preparation time and reduce energy consumption. At the same time, insufficiently intensive mixing can lead to uneven distribution of components, the formation of zones with low material circulation and, as a result, to a decrease in the quality of the final product.

The rheological properties of the concrete mix also play a key role in the mixing process. Viscosity, density and solids content determine the nature of the material movement in the drum and the level of interaction of the particles with the working elements of the mixer. For low-viscosity mixtures, it is necessary to adjust the angle of the blades and the speed of rotation to prevent delamination of the material. In the case of more viscous compositions, on the contrary, the mixing intensity must be sufficient to overcome the internal resistance forces and ensure uniform distribution of the mixture components [6].

Modern research is aimed at optimizing the mixing process by improving the structural elements of the concrete mixer and developing new mathematical modeling techniques. This allows not only to improve the homogeneity of the final mixture, but also to increase the productivity of the equipment, minimize material losses and energy costs. The use of mathematical models and computer simulations allows to predict the behavior of particles in the mixing chamber and determine the optimal mixing modes depending on the properties of the mixture and operational requirements [7].

The process of small-scale mixing of the construction mixture in a gravity concrete mixer is determined by the complex movement of material particles along the inner surface of the drum under the action of gravity and inertia forces. This movement is based on the rotation of the drum with installed blades, which provide a change in the trajectory of the mixture and the formation of a uniform distribution of particles in the mixture.

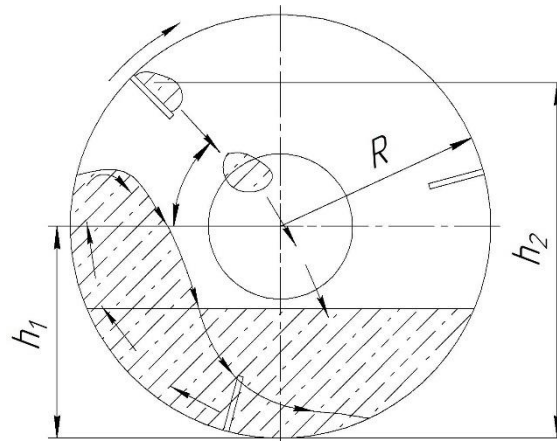


Fig 2. Blade interaction on the mixture

It is advisable to describe the trajectory of building mixture particles in a cylindrical coordinate system (R, φ, z) , where R – drum radius, φ – angle of its rotation, and z – vertical coordinate counted from the base of the drum [8]. The kinematics of particles are determined by two main components: rotational motion together with the drum and translational displacement under the influence of gravity and centrifugal forces.

Provided that the drum rotates with an angular velocity ω , the particles of the mixture acquire the corresponding rotational speed:

$$v_{\varphi} = \omega R \quad (1)$$

where R – distance from the axis of rotation to the particle, ω – angular speed of the drum rotation.

However, under the influence of gravitational forces, the particles carry out a vertical displacement along the inner surface of the drum, forming a movement characteristic trajectory. The vertical movement of particles can be mathematically described as follows:

$$z(t) = h_1 - \frac{1}{2} g t^2, \quad (2)$$

where h_1 – initial particle height, g – acceleration of free fall, t – movement time.

The blades affect the trajectory of the particles by changing their direction, which contributes to separation from the surface of the drum and subsequent movement in space. The trajectory of this separation can be modeled in a curve form, which is described by the parabolic form equation:

$$z = R \tan(\beta) \cos(\varphi), \quad (3)$$

where β – blade angle, φ – angular coordinate of the particle.

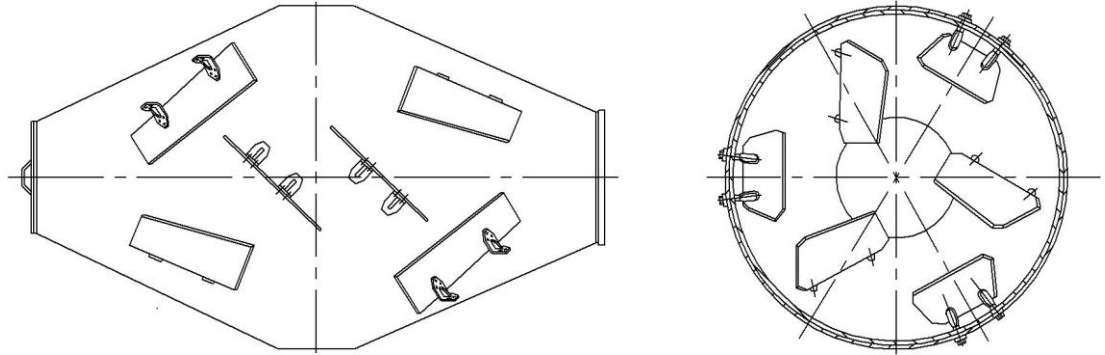


Fig 3. Layout of the blades in the mixing drum

For a mathematical description of building mixture movement in a horizontal plane, it is advisable to use kinematic relationships that relate the radius R , angle speed ω and separation angle φ_0 , in which the particle separates from the surface of the drum:

$$\varphi_0 = \arcsin\left(\frac{g}{\omega^2 R}\right). \quad (4)$$

Based on these parameters, it is possible to formulate a general equation that describes the surface of particles trajectory in the drum:

$$z = R \tan(\beta) \cos(\omega t) - \frac{1}{2} g t^2. \quad (5)$$

Optimal angle of blades inclination β is determined in such a way as to promote the maximum separation of the particle from the drum surface, ensuring its uniform distribution throughout the volume. Generally, to achieve effective mixing angle β taken in the range of 30° – 45° . Within these limits, the particle receives sufficient kinetic energy to break away, while at the same time its trajectory remains controlled:

$$\beta_{opt} = \arctan\left(\frac{g t_{det}^2}{2R}\right), \quad (6)$$

where t_{det} – The time elapsed until the particle detaches from the blade is determined by the condition of equality of centrifugal force and gravity:

$$\omega^2 R \cos(\beta) = g. \quad (7)$$

Hence the optimal angular speed of drum rotation ω_{opt} equals:

$$\omega_{opt} = \sqrt{\frac{g}{R \cos(\beta)}} \quad (8)$$

From the resulting equation it follows that the mixing time decreases with increasing angular rotational velocity ω and radius reduction R . However, excessively increasing the rotation speed can cause a "centrifugation" effect, in which particles are pressed against the walls of the

drum, which leads to a decrease in mixing efficiency. In this regard, there is a critical value of angular velocity ω_{cr} [9], to which particles cease to come off the walls:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{g}{R}}. \quad (9)$$

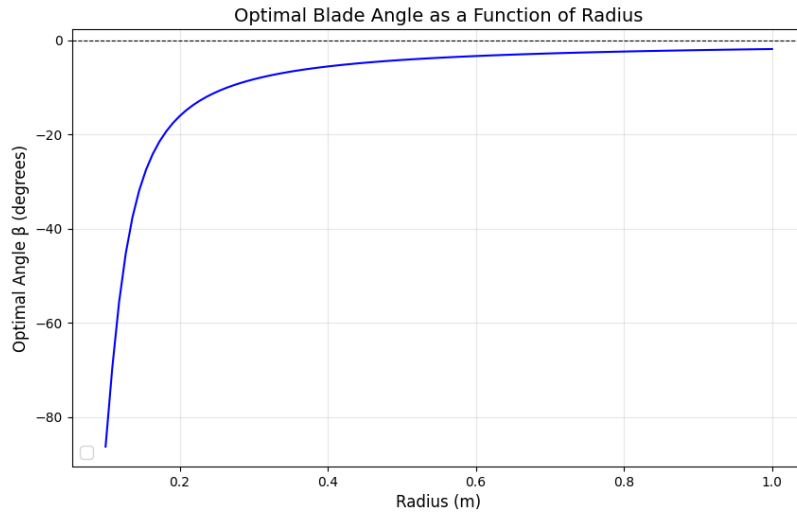


Fig 4. Optimal blade angle to drum radius

To achieve effective mixing, the angular rotational speed must remain below the critical value ω_{cr} , while providing enough energy to detach particles from the surface of the drum:

$$\omega_{opt} = 0,6 \div 0,8 \omega_{cr}. \quad (10)$$

Solving this system of equations allows us to determine the parameter values that ensure minimum mixing time and maximum process efficiency. For gravity concrete mixers with a standard drum diameter within $0,6 \text{ m} \leq D \leq 1,5 \text{ m}$ the optimal angular speed of rotation is 10–20 rpm [10].

The time required for a particle to reach the surface of the drum, taking into account the vertical component of motion, is determined by the following expression:

$$t_{ver} = \sqrt{\frac{2h_1}{g}}. \quad (11)$$

For a particle moving along a blade, the moving time is additionally determined by the blade inclination angle β [11]. This case, the particle movement occurs under the action of the projection of the gravitational force onto the direction of the blade. The velocity of the particle in this direction can be written as $v = \sqrt{2gh \sin \beta}$, from where the time of particle movement along the blade is equal to:

$$t_{bl} = \frac{L}{\sqrt{2gh \sin \beta}}, \quad (12)$$

where L – particle trajectory length along the blade, h – the height from which the particle begins its movement.

The general motion equation for a particle on the blade's surface is determined by force balance conditions:

$$m \frac{d^2 \vec{r}}{dt^2} = \vec{F}_{inert} + \vec{F}_{grav} + \vec{N} \quad (13)$$

where m – particle mass, $\vec{F}_{inert}$ – inertial force resulting from the drum rotation, $\vec{F}_{grav}$ – gravity force, $\vec{N}$ – reaction of the supporting blade surface.

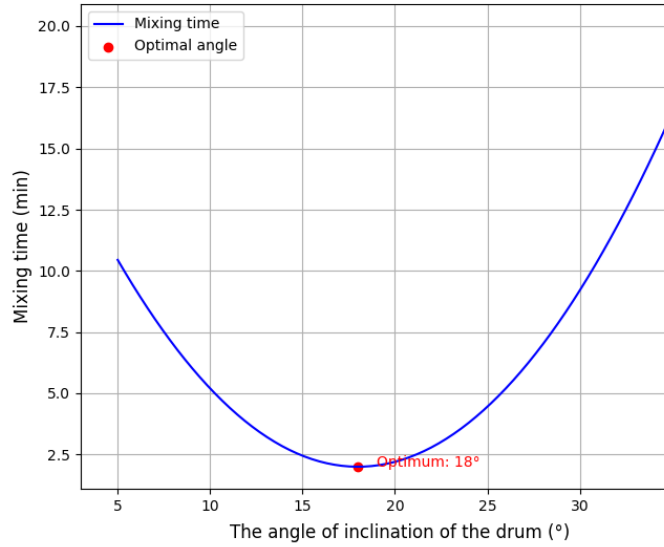


Fig 5. Dependence of mixing time on the drum inclination angle

Resistance reaction N is perpendicular to the blade surface and balances the normal component of the forces acting on the particle. Accordingly, the projections of particle motion equation onto the radial, angular and vertical coordinates can be presented in the appropriate form:

$$m \frac{d^2 r}{dt^2} - mr\omega^2 = -mg \sin \beta + N_r, \quad (14)$$

$$mr \frac{d^2 \phi}{dt^2} = 0, \quad (15)$$

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = -mg \cos \beta + N_z. \quad (16)$$

Since the particle remains on blade surface, its movement is limited by the fact that it does not break away from the surface. This means that the centrifugal force of inertia should not exceed the projection of gravity on the radial direction. Based on this condition, it is possible to determine the appropriate dependencies for the motion of a particle:

$$m\omega^2 r \leq mg \sin \beta. \quad (17)$$

The trajectory of the particle on blade surface has a helical shape, which is determined by the speed of drum rotation and the blade geometric parameters. To describe the movement of a particle along the blade, we can use the parametric equation of its trajectory in cylindrical coordinates:

$$r(t) = r_0 + v_r t, \quad \phi(t) = \omega t, \quad z(t) = z_0 + v_z t, \quad (18)$$

where r_0 and z_0 – initial coordinates of the particle, v_r and v_z – components of the particle velocity in the radial and vertical directions, respectively.

The particle's trajectory takes on a parabolic shape under the influence of gravity and the angle of blade inclination. Accordingly, the equation of its motion can be represented in the appropriate mathematical form:

$$z(r) = z_0 - \frac{g}{2\omega^2} (r - r_0)^2 \tan \beta \quad (19)$$

The speed of particle movement along the blade is determined by the angle of the β inclination and frictional force between the particle and blade surface. Given the frictional force, you can write an expression for velocity:

$$v_{bl} = \sqrt{2gr(\sin \beta - \mu \cos \beta)}, \quad (20)$$

where μ – friction coefficient.

If a particle moves without slipping, its trajectory is completely determined by the geometry of the blade. In the event of slipping, energy losses due to friction must be taken into account, which affect the overall efficiency of the mixing process. The trajectory of a particle in the x-y plane is described by the solution of differential motion equations:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F_x, \quad m \frac{d^2 y}{dt^2} = F_y, \quad (21)$$

where F_x and F_y – projections of the total force on the corresponding axes.

These projections take into account the influence of inertial forces, gravity, friction and normal pressure. Depending on the interaction conditions, the trajectory of particles can be either smooth (provided that they are in constant contact with the blade) or discontinuous (in the case of a particle being detached from its surface).

The energy transferred from the blades to the particles is determined by the contact area and the mechanical properties of the material. Increasing the speed of drum rotation or decreasing the angle of blade inclination increases the action intensity of the blades on the mixture, which can contribute to improving the process efficiency. However, an excessive increase in rotational speed can lead to stratification of the mixture or its uneven mixing.

To optimize the particles interaction with the blades, it is necessary to take into account parameters such as the height of the mixture on the blades, the attack angle of the particles and the pressure distribution over the blade surface. The lifting height h is determined by the formula:

$$h = R \sin \phi, \quad (22)$$

where ϕ – the angle at which the mixture rises along the blade.

For particles running into the blade, the velocity field is formed by external forces, in particular gravity, frictional forces, and inertial and centrifugal forces [6]. The general dynamics of particle motion can be described by the Navier-Stokes equations, which for an incompressible liquid are as follows:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{g}, \quad (23)$$

where ρ – material density, $\vec{v}$ – velocity vector, p – pressure, μ – dynamic viscosity.

The speed of particles movement in the parietal layer near the surface of the scapula usually decreases due to the frictional forces action. To describe the velocity profile in this layer, the laminar flow equation can be applied:

$$v(z) = \frac{\tau_w}{\mu} z, \quad (24)$$

where τ_w – tangential stress on the blade surface, z – distance from the spatula surface.

The average speed of particles in the field allows you to estimate the mixing efficiency and is calculated by the formula:

$$\vec{v} = \frac{1}{V} \int_V v dV, \quad (25)$$

where V – the volume of the control zone in which the speeds are calculated.

Particular attention should be paid to the zone of particles direct contact with the scapula, since this is where the energy transfer from the scapula to the particles takes place. In this region, the velocity field is characterized by significant gradients [12]. The gradient of velocities in the z direction is determined by the expression:

$$\frac{\partial v}{\partial z} = \frac{\tau_w}{\mu}. \quad (26)$$

The determination of the velocity field allows you to estimate the stratification phenomenon, which can occur in the event of a significant difference in particles velocities in different layers. To prevent this effect, it is necessary to ensure velocity uniformity of the field in contact area of the mixture with the blades.

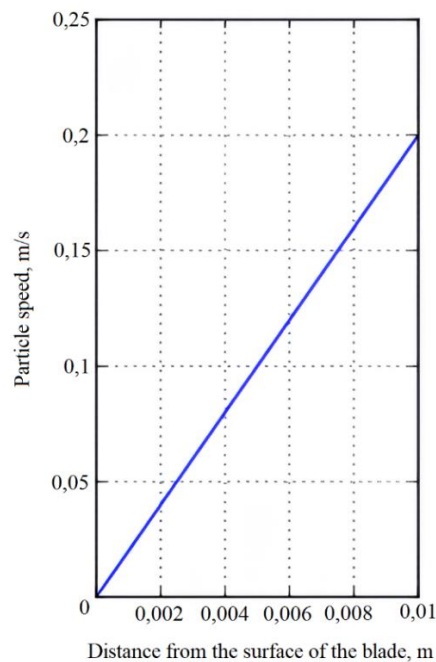


Fig 6. Distribution of particle velocity over the blades distance

The projection of the particle velocity field through the site projection makes it possible to estimate the distribution of particle velocities in space and take into account the influence of the working surface geometry of the blade and their movement trajectory [13]. For this purpose, coordinate systems are used that reflect the spatial orientation of the site, as well as methods for projecting vector quantities. In this case, the total velocity of the particle is determined by the formula:

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}. \quad (27)$$

In addition, the projection of the vane area onto the coordinate plane makes it possible to take into account the influence of its inclination on the spatial distribution of particle velocities, which allows for a more accurate assessment of particles movement peculiarities and their interaction with vane surface:

$$S_{xy} = S \cdot \cos \alpha. \quad (28)$$

where S – surface area of the blade, α – angle of inclination between the blade and the plane.

To visualize the particle velocities distribution, a vector field is constructed that displays both the direction and magnitude of the particle velocities at each point on the vane surface.

For the xy coordinate plane, the vector field makes it possible to analyze the trajectories of particles, determine areas with maximum velocity concentrations, and evaluate the influence of vane geometry on flow dynamics. The vector field is given as follows:

$$\vec{v}_{xy}(x, y) = (v_x(x, y), v_y(x, y)). \quad (29)$$

Shear zones form local regions with high velocity gradients, contributing to intensive interaction between particles of the building mixture. These zones occur in areas of direct contact between particles and drum blades, as well as in adjacent layers of the mixture subjected to shear forces [14]. To effectively describe shear zones, it is crucial to consider the velocity distribution within the mixture, where the velocity gradient defines spatial velocity changes and is represented as a tensor containing partial derivatives of velocity components. The intensity of the mixing process in a gravity concrete mixer largely depends on the local rotational movements of particles within these shear zones, characterized by rotor velocities. This parameter quantifies the degree of particle rotation around the axis and reflects the medium's dynamic properties. Analyzing the rotor velocity enables the evaluation of turbulent structure formation in the contact zone of particles with the blades and helps determine the uniformity of particle mixing throughout the drum volume. The velocity gradient tensor can be expressed as:

$$\nabla v = \begin{bmatrix} \frac{\partial v_x}{\partial x} & \frac{\partial v_x}{\partial y} & \frac{\partial v_x}{\partial z} \\ \frac{\partial v_y}{\partial x} & \frac{\partial v_y}{\partial y} & \frac{\partial v_y}{\partial z} \\ \frac{\partial v_z}{\partial x} & \frac{\partial v_z}{\partial y} & \frac{\partial v_z}{\partial z} \end{bmatrix}. \quad (30)$$

The change in velocity between adjacent layers of the mixture forms shear zones, the intensity of which is determined by the symmetrical part of the ∇v velocity gradient tensor. This symmetrical part describes the deformation processes in the mixture and characterizes the rate of change in the relative particles displacement without taking into account the rotational components of motion:

$$D = \frac{1}{2}(\nabla v + (\nabla v)^T), \quad (31)$$

where D – shear velocity tensor.

To assess the intensity of the process, a speed rotor module is used:

$$|\nabla v| = \sqrt{\left(\frac{1}{r}\left(\frac{\partial v_z}{\partial \phi} - \frac{\partial v_\phi}{\partial z}\right)\right)^2 + \left(\frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial r}\right)^2 + \left(\frac{1}{r}\left(\frac{\partial}{\partial r}(rv_\phi) - \frac{\partial v_r}{\partial \phi}\right)\right)^2}. \quad (32)$$

This parameter characterizes the total intensity of rotational movements at each point in space. The maximum values of the velocity rotor modulus are generally observed in the parietal layer near the blades, where the largest velocity gradients occur.

The mixing intensity can be estimated using the volumetric integral of the speed rotor module, which takes into account the rotational movements in drum entire volume. This indicator is determined as follows:

$$I = \int_V |\nabla v| dV, \quad (33)$$

where V – mixture volume in the drum.

In shear zones, the velocity rotor is associated with viscous forces that facilitate the transfer of energy between particles layers. To analyze this relationship, the relationship between the rotor and the energy dissipation is used, which is defined as:

$$\varepsilon = \mu (\nabla v)^2, \quad (34)$$

where ε – energy dissipation intensity.

For turbulent flow, the velocity profile becomes nonlinear and is characterized by increased velocity gradients. This contributes to more intensive mixing, but can also cause local delamination of the material due to the unevenness of the velocity fields [15].

The intensity of mixing determines the distribution uniformity of particles in the mixture and, accordingly, the final product quality. During the mixing process, each particle of the building mixture is exposed to shear, inertia and friction forces, which change its trajectory and ensure that the components are evenly distributed throughout the drum volume.

If the mixing intensity is insufficient, individual particles may remain in local areas with low turbulence, which causes uneven distribution of components and a decrease in the quality of the mixture. The particles distribution uniformity in a mixture is estimated using the homogeneity coefficient, which is defined as the ratio of concentration standard deviation of the components to the average concentration.

$$C_u = \frac{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (C_i - \bar{C})^2}}{\bar{C}}, \quad (35)$$

where C_i – concentration of the component at the i -th point, $\bar{C}$ – average concentration, N – number of measurement points.

The quality of the final mixture is determined by the particle distribution homogeneity, which ensures optimal mechanical and physical product properties. In concrete mixtures, the uniform distribution of cement, sand, and water contributes to achieving uniform strength and crack resistance of the finished material. Uneven component distribution can lead to the formation of zones with excess or insufficient cement content, negatively affecting the material's performance characteristics, particularly its strength, durability, and resistance to cracking.

5. Conclusions. In the course of the study, it was found that the efficiency of mixing concrete mixtures in gravity concrete mixers largely depends on the geometric parameters of the working bodies and the rheological properties of the mixture. Optimization of blade angle, drum speed and kinematic characteristics ensures uniform particle distribution and improves mixture uniformity.

The results of mathematical simulations confirmed that excessively high drum rotation speeds can lead to centrifugation of particles and reduced mixing efficiency. At the same time, insufficient mixing intensity contributes to the formation of zones with weak material circulation. The optimal balance between these factors ensures the high quality of the final product.

The results obtained confirm the feasibility of using mathematical modeling to analyze the mixing process and develop new design solutions. The use of computer simulation allows you to predict the dynamics of particle movement in the mixing chamber and optimize the parameters of the equipment.

References:

1. Jadidi, B., Ebrahimi, M., Ein-Mozaffari, F., & Lohi, A. (2023). Effect of the mixer design parameters on the performance of a twin paddle blender: A DEM study. *Processes*, 11(3), 733. <https://doi.org/10.3390/pr11030733>
2. Havlica, J., Jirounkova, K., Travnickova, T., Stanovsky, P., Petrus, P., & Kohout, M. (2019). Granular dynamics in a vertical bladed mixer: Secondary flow patterns. *Powder Technology*, 344, 79–88. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2018.11.094>

3. Statsenko, V., Burmistenkov, O., Bila, T., & Demishonkova, S. (2021). Determining the loose medium movement parameters in a centrifugal continuous mixer using a discrete element method. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(7(111)), 59–67. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.232636>
4. Shirzadi Javid, A. A., Ghoddousi, P., Aghajani, S., Naseri, H., & Hossein Pour, S. (2020). Investigating the effects of mixing time and mixing speed on rheological properties, workability, and mechanical properties of self-consolidating concretes. *International Journal of Civil Engineering*, 19(3), 339–355. <https://doi.org/10.1007/s40999-020-00562-z>.
5. Baladinskyi, V. L., Nazarenko, I. I., & Onyshchenko, O. G. (2002). *Building machinery*. Kyiv–Poltava: KNUCA–PNTU.
6. Yuan, Y., Wang, X., Chen, X., Xiao, P., Koenders, E., & Dai, Y. (2023). Mathematical models of apparent viscosity as a function of water–cement/binder ratio and superplasticizer in cement pastes. *Scientific Reports*, 13, 22301. <https://doi.org/10.1038/s41598-023-48748-4>
7. Rudyk, R., Virchenko, V., Salnikov, R., & Bidanets, S. (2024). The effect of the blades on mixing the concrete mixture. *Materials of the 76th Scientific Conference of Professors, Teachers, Researchers, Postgraduate Students and University Students*, Poltava, 270–271.
8. Hoorijani, H., Esgandari, B., Zarghami, R., Sotudeh-Gharebagh, R., & Mostoufi, N. (2023). Predictive modeling of mixing time for super-ellipsoid particles in a four-bladed mixer: A DEM-based approach. *Powder Technology*, 430, 119009. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2023.119009>
9. Holub, G., & Achkevych, O. (2017). Optimization of the angular velocity of drum-type mixers. *Bulletin of ZhNAEU*, 1(58), 194–202.
10. Nazarenko Ivan, Klymenko Mykola (2020). Application of general energy assessment criteria for preparing building mixtures. *KHNADU Bulletin*, 2 (88), pp 37-42. <https://doi.org/10.30977/BUL.2219-5548.2020.88.2.37>
11. Jian-Ping Pan, Ting-Jie Wang, Jun-Jie Yao, Yong Jin (2006). Granule transport and mean residence time in horizontal drum with inclined flights. *Powder Technology*, 162, pp 50–58. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2005.12.004>
12. Maoqiang Jiang, Yongzhi Zhao, Gesi Liu, Jinyang Zheng (2011). Enhancing mixing of particles by baffles in a rotating drum mixer. *Particuology*, 3 (9), pp 270-278. <https://doi.org/10.1016/j.partic.2010.06.008>
13. Rudyk, R., Salnikov, R. (2024). Analysis of the mixer geometry and rheology impact on concrete mixture mixing efficiency. *Construction Engineering*, (41), 77–84. <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0409>
14. Yu Liu, Marcial Gonzalez, Carl Wassgren (2017). Modeling Granular Material Blending in a Rotating Drum using a Finite Element Method and Advection-Diffusion Equation Multi-Scale Model. *AIChE Journal*, 9 (64).
15. Serhii Burlaka, Ihor Kupchuk, Serhii Shapovaliuk, Mykola Chernysh (2023). Analysis of the influence of the geometry of the blade mixer on the turbulence and intensity of liquid mixing. *Machinery energetics transport of agribusiness*, 2 (121), pp 16-22.

¹Богдан Коробко,

доктор технічних наук, професор кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки,
<https://orcid.org/0000-0002-9086-3904>, e-mail: korobko@nupp.edu.ua

¹Дмитро Бугров,

аспірант спеціальності 133 «Галузеве машинобудування», <https://orcid.org/0009-0000-4571-5147>,
e-mail: bugrov.dmitriy@gmail.com

¹Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», просп. Першотравневий 24, м. Полтава, 36011, Україна

ПАРАМЕТРИ ВІБРОАБРАЗИВНОГО ПРОЦЕСУ ТА ЇХНІЙ ВПЛИВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ОБРОБКИ В ВІБРОУСТАНОВКАХ ІЗ АКТИВНИМ РОБОЧИМ ОРГАНОМ

АНОТАЦІЯ. У статті наведено та проаналізовано математичну модель віброабразивного процесу в установці з активним робочим органом, яка комплексно враховує локальні контактні взаємодії частинок абразиву з деталями та динамічні характеристики системи. Це дозволяє аналітично встановити взаємозв'язок між зміною значень основних параметрів процесу та продуктивністю обробки. Модель створена на основі теорії Герца-Міндіна з застосуванням рівнянь Лагранжа другого роду.

Визначені та обґрунтовані ключові параметри віброабразивного процесу — амплітуда вібрацій, кутова швидкість обертання робочої камери, маса. Проведено аналіз їх впливу на продуктивність віброабразивної обробки.

Швидкість знімання матеріалу була визначена та обґрунтована як основний критерій що відповідає за продуктивність процесу та дозволяє кількісно оцінити його ефективність. Наведена формула швидкості знімання матеріалу забезпечує реалістичний опис процесу завдяки врахуванню контактних сил та відносних швидкостей частинок, враховуючи фізичні обмеження та демпфуючі ефекти.

Наведено формули оптимальних значень кожного з основних параметрів, коли продуктивність процесу при збільшенні їх значень перестає зростати через наявність фізичних обмежень, враховуючи умови відриву абразивної частинки від деталі.

Ключові слова: віброабразивна обробка, математична модель, контактна динаміка, ефект насичення, продуктивність.

PARAMETERS OF THE VIBROABRASIVE PROCESS AND THEIR IMPACT ON THE PROCESSING EFFICIENCY IN VIBRATORY INSTALLATIONS WITH AN ACTIVE WORKING ELEMENT

ABSTRACT. The article presents and analyzes a mathematical model of the vibratory abrasive process in a setup with an active working element, which comprehensively considers the local contact interactions between abrasive particles and workpieces as well as the dynamic characteristics of the system. This model enables an analytical determination of the relationship between changes in the main process parameters and the processing efficiency. The model is developed based on Hertz-Mindlin theory and employs the Lagrange equations of the second kind.

The key parameters of the vibratory abrasive process—vibration amplitude, angular velocity of the working chamber rotation, and mass—are identified and substantiated. Their influence on the efficiency of the vibratory abrasive process is analyzed.

The material removal rate is defined and justified as the primary criterion for process efficiency, allowing for a quantitative assessment of performance. The provided formula for the material removal rate offers a realistic description of the process by accounting for contact forces and relative particle velocities, considering physical constraints and damping effects.

Formulas for the optimal values of the main parameters are presented. These values correspond to the saturation points where further increases in parameter values cease to enhance process efficiency due to physical limitations, including conditions under which abrasive particles detach from the workpiece.

Keywords: *vibroabrasive processing, mathematical model, contact dynamics, saturation effect, productivity.*

1. Постановка проблеми. Віброабразивна обробка є одним із ключових технологічних процесів у сучасній промисловості, оскільки її висока ефективність дозволяє отримувати задану якість при мінімальній собівартості одиниці виробу. Цей метод знайшов застосування в різних галузях, включаючи машинобудування, авіаційну та нафтогазову промисловість завдяки своїй універсальності.

Незважаючи на поширене застосування віброабразивних установок, існуючі дослідження, що ґрунтуються переважно на емпіричних моделях, не повністю враховують специфічні ефекти процесу, зокрема насичення. Особливо це актуально для нових конструкцій віброобладнання, що мають активні робочі органи, і характеризуються більш складною поведінкою гранульованих середовищ у динамічних умовах.

Хоча класичні підходи до моделювання (метод дискретних елементів, теорія Герца-Міндліна) активно використовуються, рівняння Лагранжа для опису динамічних систем у віброабразивних процесах ще залишаються недостатньо вивченими. Використання цього підходу дозволить враховувати взаємодію між всіма узагальненими координатами та створювати більш точні та універсальні моделі.

Тому подальше дослідження закономірностей продуктивності обробки від зміни параметрів процесу та встановлення оптимальних значень дозволить ефективніше використовувати існуюче обладнання і створить підґрунтя для подальшого вдосконалення нових конструкцій віброабразивних установок.

2. Аналіз останніх джерел і публікацій. У сучасних дослідженнях віброабразивних процесів значна увага приділяється оптимізації параметрів для підвищення ефективності обробки та якості поверхні.

У роботах [1, 2] показано, що амплітуда коливань відіграє вирішальну роль у таких аспектах, як зняття матеріалу, рівномірність обробки та кінцева якість поверхні. Ці дослідження вказують, що при занадто малій амплітуді обробка стає нерівномірною, а ефективність зняття матеріалу значно знижується. Це пояснюється недостатньою енергією, що передається від абразивних часток до оброблюваної поверхні, що призводить до слабого контакту між частками та деталями. З іншого боку, надмірно висока амплітуда викликає значне підвищення кінетичної енергії частинок, що може спричинити механічні пошкодження, утворення мікротріщин або нерівностей на поверхні деталей.

У публікаціях [3, 4] пропонується враховувати такі фактори, як тип матеріалу деталей, форма і щільність абразивних частинок, ступінь заповнення робочої камери та швидкість її обертання. Науковці відзначають, що оптимізація амплітуди вібрацій дозволяє досягти найкращого компромісу між швидкістю обробки та якістю поверхні. Наприклад, для процесів полірування та галтування, найкращі результати досягаються при середніх значеннях амплітуди, які забезпечують стабільну контактну силу.

Впрацях [5, 6] фокусуються на окремих параметрах, таких як амплітуда, кутова швидкість або тиск, їхній комбінований вплив на продуктивність та якість обробки ще недостатньо вивчений. Наприклад, взаємодія між амплітудою вібрацій і масою абразиву може створювати нелінійні ефекти, які важко передбачити без комплексного моделювання.

Дослідження [7, 8] вказують на існування оптимальних значень параметрів, після яких ефективність процесу знижується (ефекти перенасичення). Проте механізми цих явищ досі не мають чіткого теоретичного обґрунтування, а також відсутні точні аналітичні методи для їх передбачення.

3. Мета роботи. Метою даної статті є обґрунтування ключових параметрів процесу віброабразивної обробки в установці з активним робочим органом. Теоретично дослідити та проаналізувати вплив визначених параметрів на основний показник ефективності обробки на основі запропонованої математичної моделі, зокрема на швидкість знімання матеріалу. Аналітично встановити значення параметрів процесу для забезпечення оптимального режиму віброабразивної обробки.

4. Обговорення результатів досліджень. У віброабразивному процесі взаємодія між частинками абразивного середовища та оброблюваною поверхнею визначається законами контактної механіки. Для опису цієї взаємодії застосовується модель Герца-Міндліна [9, 10], яка дозволяє врахувати як нормальні, так і тангенціальні сили контакту. Розрахункова схема приведена на рис. 1.

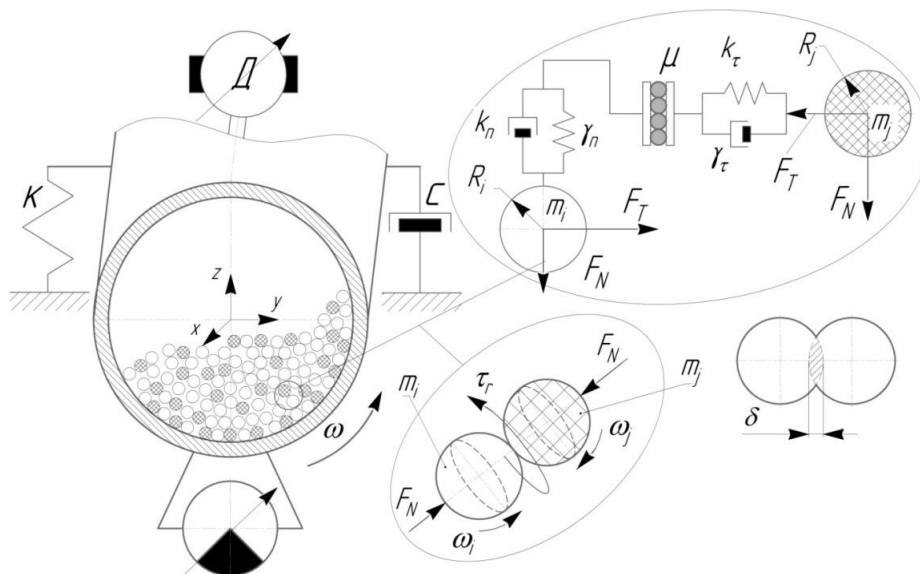


Рис.1. Розрахункова схема віброабразивної установки за активним робочим органом
Fig. 1. Computational scheme of the vibratory abrasive setup with an active working element

Згідно з законом Герца, нормальна сила F_N , що виникає в точці контакту, визначається глибиною проникнення δ :

$$F_N = k_N \delta^{3/2}, \quad (1)$$

де k_N - це коефіцієнт жорсткості контактної взаємодії, враховуючи модулі пружності та геометрію матеріалів. Він є фундаментальною складовою для розрахунків нормальної сили в моделі Герца, яка використовується для аналізу контактної механіки у віброабразивному процесі:

$$k_N = \frac{4}{3} E^* \sqrt{R}, \quad (2)$$

де δ — глибина проникнення, яка залежить від відносної швидкості частинок v_{rel} :

$$\delta = \left(\frac{3 \cdot m \cdot v_{rel}^2}{4 E^* R} \right)^{2/3} \quad (3)$$

$$v_{rel} = \sqrt{(2\pi f A)^2 + (\omega R_k)^2}, \quad (4)$$

де E^* — зведений модуль пружності матеріалів, R — зведений радіус контакту.

Тангенціальна сила F_T враховує тертя між частинками та моделюється як пропорційна нормальній силі:

$$F_T = \mu F_N, \quad (5)$$

де μ — коефіцієнт тертя між частинками.

Потенціальна енергія, асоційована з нормальними контактами, визначається як:

$$U_K = \frac{k_N}{5} \delta^{5/2}. \quad (6)$$

Контактні сили F_N і F_T , визначені моделлю Герца-Міндліна, інтегруються в потенціальну енергію U та формують узагальнені сили Q_i у рівняннях Лагранжа. Це дозволяє описати взаємодію локальних контактних сил із динамікою всієї системи.

Узагальнена сила Q_i для кожної узагальненої координати q_i визначається рівнянням Лагранжа з урахуванням принципу Д'аламбера:

$$Q_i = \frac{\partial T}{\partial q_i} - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) + \frac{\partial U}{\partial q_i}. \quad (7)$$

У цьому дослідженні ключові параметри віброабразивного процесу можуть бути визначені як узагальнені координати в рамках формалізму Лагранжа. Це означає, що ці параметри не лише є основними змінними, які характеризують динаміку системи, але й безпосередньо впливають на енергії та сили в системі, а отже, визначають її поведінку.

Вибір узагальнених координат для аналізу динаміки віброабразивного процесу є важливим етапом, оскільки саме вони визначають точність і повноту моделі. Обґрунтованим вибором трьох координат - амплітуда вібрацій A , кутова швидкість обертання ω та маса m . Їхній вибір зумовлений здатністю цих параметрів найкраще описувати фізичні явища, що впливають на ефективність обробки, та враховувати всі ключові аспекти динаміки системи.

Амплітуда вібрацій A перша узагальнена координата, оскільки вона безпосередньо визначає рівень збурення частинок і їхню кінетичну енергію. Вона дозволяє врахувати траєкторію руху частинок, яка є оптимальною для передавання енергії від вібратора до частинок та забезпечення інтенсивності контакту з оброблюваною поверхнею. Хоча частота вібрацій f також впливає на систему, вона врахована через залежність кінетичної енергії від виразу $(2\pi f A)^2$, що робить амплітуду більш інтуїтивно зрозумілим і зручним параметром для аналізу.

Кутова швидкість обертання ω є другою узагальненою координатою, що визначає вплив відцентрових сил на частинки в камері. Цей параметр безпосередньо контролює розподіл частинок у просторі та їхнє переміщення відносно оброблюваної поверхні. Інші параметри, такі як момент інерції або радіус камери, мають постійний характер і лише опосередковано впливають на динаміку системи, що робить їх менш важливими для включення до моделі.

Маса m є третьою узагальненою координатою, що впливає на енергетичні та контактні характеристики системи. Важливо зазначити, що під масою мається на увазі саме маса абразивних частинок, оскільки саме вона безпосередньо впливає на швидкість знімання матеріалу. З метою спрощення моделі, приймаємо, що маса оброблюваних деталей є сталою величиною, яка впливає на конструктивні аспекти процесу, але не є змінною для експерименту. Маса пов'язана з загальною кількістю частинок у камері, а отже, і загальною кількістю контактів між абразивними частинками та поверхнею деталей. Цей параметр пропорційний ефективній площі обробки, адже більша маса забезпечує більше точок контакту. Крім того, маса визначає момент інерції системи та впливає на кінетичну енергію частинок, яка передається через вібрації та обертання. Використання маси дозволяє адаптувати модель до різних типів абразивних матеріалів, незалежно від їхньої форми чи об'єму, легко визначати стандартними лабораторними вагами.

Таким чином, обрані координати забезпечують опис динаміки системи. Вони дозволяють врахувати як збурення частинок вібраційною силою, так і їхній розподіл та контактну взаємодію під впливом обертання й заповнення камери. Інші параметри є або похідними, або мають менший вплив на ключові механічні процеси.

Для кожної узагальненої координати q_i визначимо відповідні узагальнені сили Q_i , які залежать від зовнішніх сил і взаємодій у системі. Узагальнені сили обчислюються як проекції всіх сил, що діють на систему, на напрямок відповідної узагальненої координати:

$$Q_i = \sum \vec{F}_j \frac{\partial \vec{r}_j}{\partial q_i}, \quad (8)$$

де $\vec{F}_j$ — зовнішня сила, що діє на систему, $\partial \vec{r}_j$ — радіус-вектор для кожної точки системи.

Узагальнена сила амплітуди вібрацій A складається з сил, створених вібраційним механізмом та демпфування вібрацій через опір середовища:

$$Q_A = F_e + F_o = m(2\pi f)^2 \cdot A - b_A \dot{A}, \quad (9)$$

Узагальнена сила кутової швидкості обертання ω складається з двох моментів – відцентрового та тертя в механізмі обертання:

$$Q_\omega = M\omega + Mm = \int_0^{R_k} m\omega^2 r dr - b_\omega \omega = \frac{1}{2} M_k \omega^2 R_k - b_\omega \omega. \quad (10)$$

де r — це відстань від осі обертання камери до частинки або середнє положення частинок у камері. Його значення залежить від конструкції робочої камери, положення частинок і налаштувань системи може бути виражений як:

$$r = \frac{D}{2} \cdot \eta, \quad (11)$$

де η — коефіцієнт, що враховує положення частинок (наприклад, середнє значення $\eta = 0,7$ для частинок, розташованих ближче до стінок камери), D — діаметр робочої камери.

Коефіцієнти b_A і b_ω у формулах (9,10) є емпіричними параметрами, які враховують дисипацію в системі на макрорівні та необхідні для адекватного опису динаміки. Параметри b_A та b_ω описують в'язкий, опір абразивного середовища при рухах частинок, термічні втрати в механізмі. Фізично вони характеризують швидкість затухання амплітуди та кутової швидкості відповідно за відсутності зовнішнього збурення.

Узагальнена сила маси Q_m складається з контактних сил та гравітації:

$$Q_m = F_{\text{конт}} + F_g = m_a \cdot (2\pi f A)^2 + \omega^2 \cdot r + m_a \cdot g, \quad (12)$$

де m — маса частинок.

Для кожної координати розглянемо кінетичну T і потенціальну U енергії.

Амплітуда вібрацій A . Кінетична енергія:

$$T_A = \frac{1}{2} m (2\pi f A)^2, \quad (13)$$

Потенціальна енергія:

$$U_A = \frac{1}{2} k A^2, \quad (14)$$

де A — амплітуда вібрацій, f — частота, k — коефіцієнт пружності.

Кутова швидкість обертання ω . Кінетична енергія:

$$T_\omega = \frac{1}{2} \cdot \underbrace{\left(\frac{1}{2} M_k \cdot R_k^2 \right)}_I \cdot \omega^2, \quad (15)$$

де I — момент інерції камери, ω — кутова швидкість.

Для обертального руху потенціальна енергія відсутня, оскільки рух не пов'язаний із пружними чи гравітаційними силами.

Маса . Кінетична енергія.

Рух частинки складається з сил гравітації та контактних складових:

$$T_m = \frac{1}{2} m \left((2\pi f A)^2 + (\omega r)^2 \right). \quad (16)$$

Потенціальна енергія враховує вплив момент інерції:

$$U = \frac{1}{2} I \cdot m \cdot r^2 \cdot \omega^2, \quad (17)$$

Підставимо всі відомі складові для кожної узагальненої координати в рівняння Лагранжа (7), і отримаємо вирази для кожної із координат.

Амплітуда вібрацій:

$$m(2\pi f)^2 \ddot{A} + kA = m(2\pi f)^2 A - b_A A. \quad (18)$$

Кутова швидкість обертання ω :

$$\frac{1}{2} M_k R_k^2 \ddot{\omega} = \frac{1}{2} M_k R_k \omega^2 - b_\omega \omega. \quad (19)$$

Маса m :

$$m \cdot g + m \cdot (2\pi f A)^2 + \omega^2 r = \frac{1}{2} (2\pi f A)^2 + (\omega r)^2 - \frac{1}{2} r^2 \omega^2. \quad (20)$$

Отримані рівняння Лагранжа є математичним інструментом для аналізу динаміки віброабразивного процесу. Вони враховують кінетичну, потенціальну енергії та зовнішні сили, що діють у системі, дозволяючи встановити зв'язок між ключовими параметрами процесу. Вони можуть використовуватися для визначення оптимальних значень цих параметрів та аналізу ефектів насичення системи.

Швидкість знімання матеріалу була обрана як основний критерій продуктивності, оскільки вона є прямим показником ефективності віброабразивного процесу. На відміну від інших характеристик, таких як якість поверхні чи енерговитрати, швидкість знімання є універсальним критерієм, який підходить для широкого спектра матеріалів і умов обробки. Крім того, швидкість знімання легко вимірюється і використовується для порівняння різних режимів роботи, що робить її зручною як для теоретичного аналізу, так і для практичного застосування. Обрання цього критерію також дозволяє врахувати не тільки локальні фактори, такі як контактна взаємодія частинок, але й глобальні характеристики системи, зокрема динамічні режими та вплив геометричних і енергетичних параметрів.

Швидкість знімання матеріалу є основним показником, який відповідає за баланс між продуктивністю процесу та ефективністю використання ресурсів, що робить її ключовим параметром у моделюванні та оптимізації віброабразивного процесу і записується:

$$V = k \cdot m \cdot \sqrt{(2\pi f A)^2 + (\omega r)^2} \cdot e^{-\alpha(A-A_{onm})^2} \cdot e^{-\beta(\omega-\omega_{onm})^2} \cdot e^{-\gamma(m-m_{onm})^2}, \quad (21)$$

де k — коефіцієнт ефективності обробки, що враховує матеріал деталі, абразиву та конструкцію установки.

Формула демонструє, що швидкість знімання матеріалу є функцією динамічних параметрів системи та матеріалів. Максимальна продуктивність досягається, коли всі параметри A , ω , m знаходяться поблизу їхніх оптимальних значень.

На рис. 2 наведено ілюстративний графік, побудований на основі теоретичних розрахунків, який показує взаємозв'язок між ключовими параметрами процесу та оптимальними режимами роботи.

Оптимальну амплітуду $A_{\text{опт}}$ можна визначити аналітично, використовуючи фізичні властивості системи та рівновагу сил, які діють на частинку. Основна ідея полягає у знаходженні такої амплітуди, за якої відцентрові сили й інерційні ефекти вібрацій перевищують сили контакту, які утримують частинку на оброблюваній поверхні.

Запишемо умови відриву частинки. Частинка відривається від поверхні, коли сума інерційної сили через вібрації $F_{\text{віб}}$ і відцентрової сили F_c перевищує нормальну контактну силу F_N :

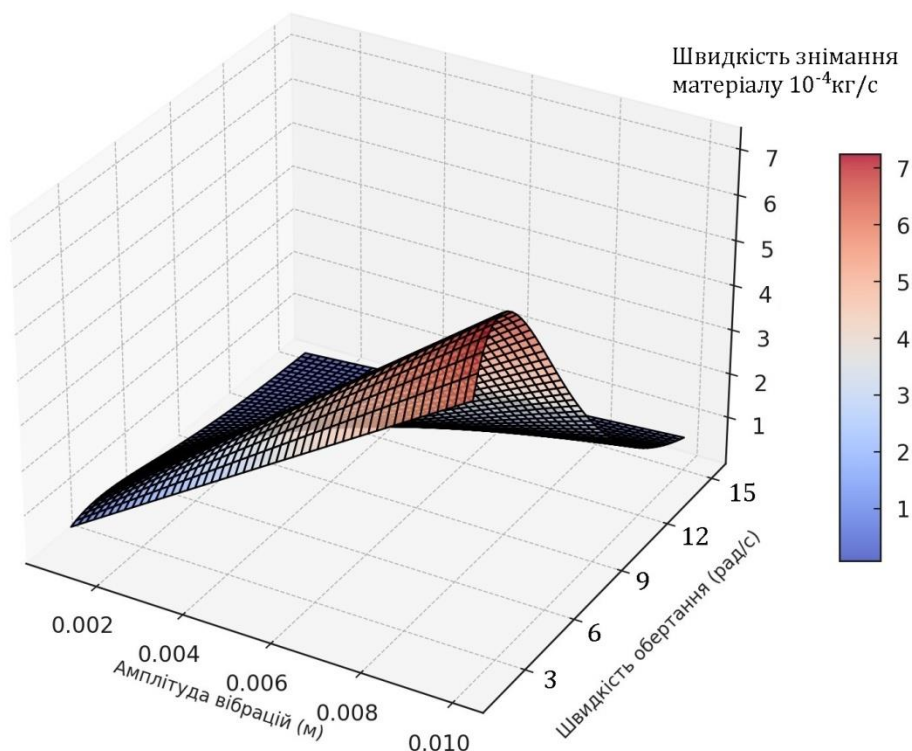


Рис.2. Графік залежності зміни швидкості знімання матеріалу від параметрів процесу
Fig. 2. Graph of the dependence of material removal rate on process parameters

$$F_{\text{віб}} + F_c > F_N. \quad (22)$$

Підставимо у рівняння відповідні величини:

$$m \cdot (2\pi f)^2 \cdot A_{\text{онм}} + m \cdot \omega^2 \cdot r = k_N \cdot \left(\frac{m \cdot v^2}{E^* R} \right)^{3/2}. \quad (23)$$

Для спрощення припустимо, що v у рівнянні можна апроксимувати домінуючим членом $2\pi f A_{\text{опт}}$, тоді:

$$A_{\text{онм}} = \frac{k_N^{2/3} \cdot \left(\frac{m}{E^* R} \right) \cdot \left(\frac{1 + \omega^2 r}{(2\pi f)^2} \right)}{(2\pi f)^2}. \quad (24)$$

Оптимальну кутову швидкість $\omega_{\text{опт}}$ можна визначити аналогічно, враховуючи баланс сил, які діють на частинку в обертовій камері. Оптимальна кутова швидкість відповідає стану, коли відцентрова сила починає домінувати. Частинка починає віддалятися від поверхні, коли відцентрова сила F_c перевищує нормальну контактну силу F_N :

$$F_c > F_N. \quad (25)$$

$$m \cdot \omega_{onm}^2 \cdot r = k_N \cdot \left(\frac{m \cdot ((2\pi fA)^2 + (\omega_{onm} r)^2)}{E^* R} \right)^{3/2}. \quad (26)$$

Припустимо, що $(2\pi fA)^2$ є малим порівняно з $\omega_{onm} r^2$ для випадків, коли кутова швидкість домінує, тоді:

$$m \cdot \omega_{onm}^2 \cdot r = k_N \cdot \left(\frac{m \cdot (\omega_{onm} r)^2}{E^* R} \right)^{3/2}. \quad (27)$$

$$\omega_{onm} = \sqrt{\frac{E^* R}{k_N^{2/3} \cdot r^2}}. \quad (28)$$

де ω , відцентрові сили F_c перевищують сили утримання частинок у контакті, і похідна прямує до зменшення.

Формула для оптимального значення маси:

$$m_{onm} = \frac{1}{g} \sqrt{\left(\frac{4}{3} E^* \cdot R^{1/2} \delta^{3/2} \right)^2 + \left(\mu \cdot \frac{4}{3} E^* \cdot R^{1/2} \delta^{3/2} \right)^2} \quad (29)$$

В ній враховано коефіцієнт тертя μ , модуль пружності E^* , контактний радіус R . Це дозволяє моделювати процес для різних матеріалів деталей і абразиву.

5. Висновки. У статті проаналізовано наведену математичну модель віброабразивного процесу, яка інтегрує принцип Лагранжа та контактну теорію Герца-Мінділіна. Цей підхід дозволив комплексно описати динамічну взаємодію абразивних частинок із поверхнею деталі, враховуючи ключові параметри: амплітуду вібрацій, кутову швидкість обертання камери та масу абразиву. Отримані аналітичні залежності підтверджують наявність ефектів насичення, які обмежують швидкість знімання матеріалу при надмірному збільшенні одного з параметрів.

Встановлено, що амплітуда вібрацій значно впливає на деформацію частинок у контакті. Оптимальне значення амплітуди визначається через баланс між контактною силою та відцентровим прискоренням, при цьому перевищення цієї межі призводить до втрати контакту частинок із деталлю, що знижує швидкість знімання матеріалу. Кутова швидкість обертання впливає на розподіл частинок у камері, і при перевищенні оптимальної швидкості створює надмірну відцентрову силу, яка зменшує взаємодію частинок із оброблюваною поверхнею. Для маси абразиву встановлено, що її надмірне збільшення спричиняє зменшення взаємного відносного руху частинок і зниження ефективності процесу в цілому.

Запропонований підхід дозволяє врахувати фізико-механічні властивості абразивного матеріалу (модуль пружності, тертя), конструктивні характеристики камери (радіус) і динамічні характеристики системи (амплітуда, швидкість обертання). Результати дослідження можуть застосовуватись для широкого спектру віброабразивного обладнання з можливістю адаптації розрахунків до різних конструктивних рішень.

Список використаних джерел:

1. Чубик Р. В., Ярошенко Л.В. (2011). Керовані вібраційні технологічні машини. Монографія. Вінниця: ВНАУ, 355 с.

2. Берник П. С., Ярошенко Л.В. (1998). Вібраційні технологічні машини з просторовими коливаннями робочих органів. Вінниця, 116с.
3. Коробко Б.О., Бугров Д. Ю. (2024). Розробка конструкції установки для віброабразивної обробки поверхонь декоративних елементів з активним робочим органом. Вібрації в техніці та технологіях. Вінниця. Випуск 1/2024,(112), 78-82 <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2024-1>
4. Lyashuk, O., Mytnyk, M., Aulin, V., et al. (2024). Mathematical model of vibration-centrifugal processing of parts using loose abrasive. Key Engineering Materials, 981, 87–106. <https://doi.org/10.4028/p-WHu4HR>
5. Бугров Д. Ю. (2024). Аналіз досліджень та сучасних методів моделювання процесів віброабразивної обробки деталей. Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського. Випуск 5/2024, (148), 78–82 <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2024.5.11>
6. Liu, W., Wang, S., Jiang, Q., et al. (2022). Study on the motion characteristics of abrasive media in vibratory finishing. Journal of Physics: Conference Series, 2198. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2198/1/012035>
7. Wan, S., Liu, Y. C., Woon, K. (2016). A simple general process model for vibratory finishing. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 86, 2393–2400. <https://doi.org/10.1007/S00170-016-8379-9>.
8. Hashimoto, F., Johnson, S. P., Chaudhari, R. (2016). Modeling of material removal mechanism in vibratory finishing process. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 65, 325–328. <https://doi.org/10.1016/J.CIRP.2016.04.011>
9. Mindlin, R.D. (1949). Compliance of elastic bodies in contact. Journal of Applied Mechanics, ASME, 16, 259–268.
10. Johnson, K.L. (1987). Contact mechanics. Cambridge: Cambridge University Press.

References:

1. Chubik R. V., Yaroshenko L. V. (2011). Kerovani vibratsiyni tekhnolohichni mashyny. [Controlled vibrational technological machines]: Monograph. Vinnytsia: VNAU. 355 p. ISBN 978-966- 2462-35-7. [in Ukrainian].
2. Bernyk P. S., Yaroshenko L. V. (1998). Vibratsiyni tekhnolohichni mashyny z prostorovymy kolyvanniam y robochykh orhaniv. [Vibrational technological machines with spatial oscillations of working bodies]: Vinnytsia. 116 p. [in Ukrainian].
3. Korobko B., Buhrov D. (2024). Rozrobka konstruktсии ustanovky dlia vibroabrazivnoi obrobky pov-erkhon dekoratyvnykh elementiv z aktyvnym robochym orhanom [Development of a setup for vibratory abrasive treatment of surfaces of decorative elements with an active working tool]. Vibrations in engineering and technology. Vinnitsa. № 1 (112). P. 5-10 [in Ukrainian] <https://doi.org/10.37128/2306-8744-2024-1>
4. Lyashuk, O., Mytnyk, M., Aulin, V., et al. (2024). Mathematical model of vibration-centrifugal processing of parts using loose abrasive. Key Engineering Materials, 981, 87–106. <https://doi.org/10.4028/p-WHu4HR>
5. Buhrov D. (2024). Analiz doslidzhen ta suchasnykh metodiv modeliuvannia protsesiv vibroabrazivnoi obrobky detaliv. [Analysis of research and modern modeling methods for vibratory abrasive processing of parts] Visnyk KrNU imeni Mykhaila Ostrohradskoho. vol. 5/2024 (148). p.p. 78–82 [in Ukrainian] <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2024.5.11>
6. Liu, W., Wang, S., Jiang, Q., et al. (2022). Study on the motion characteristics of abrasive media in vibratory finishing. Journal of Physics: Conference Series, 2198. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2198/1/012035>
7. Wan, S., Liu, Y. C., Woon, K. (2016). A simple general process model for vibratory finishing. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 86, 2393–2400. <https://doi.org/10.1007/S00170-016-8379-9>.
8. Hashimoto, F., Johnson, S. P., Chaudhari, R. (2016). Modeling of material removal mechanism in vibratory finishing process. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 65, 325–328. <https://doi.org/10.1016/J.CIRP.2016.04.011>
9. Mindlin, R.D. (1949). Compliance of elastic bodies in contact. Journal of Applied Mechanics, ASME, 16, 259–268.
10. Johnson, K.L. (1987). Contact mechanics. Cambridge: Cambridge University Press.

УДК 621.926.2

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0508>¹Yevhen Mishchuk,PhD, Associate Professor of the Department of Machines and Equipment for Technological Processes,
<https://orcid.org/0000-0002-7850-0975>, e-mail: mischuk.iew@knuba.edu.ua¹Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури, просп. Повітрофлотський 31, м.
Київ, 03037, Україна

ANALYSIS AND ASSESSMENT OF THE PRODUCTIVITY OF JACK AND CONE CRUSHERS DEPENDING ON THE FREQUENCY OF REVOLUTION OF THE WORKING BODIES

ABSTRACT. The development of the construction industry today is not possible without the participation of energy-efficient machines and equipment. A key role among such machines is occupied by crushing machines, which include jaw, cone, roller, vibrating and impact crushers. The main determining parameters of the energy efficiency of a crushing machine, which at the same time complement each other, are power and productivity. The impact of productivity on energy costs is obvious. There are various approaches to determining productivity, but today there is no systematic analysis of such methods and approaches that could indicate similar and different patterns of the processes of material destruction by the working bodies of crushing machines. The paper considers methods for determining the productivity of jaw and cone crushers. The frequency of oscillations of the working bodies of crushing machines has a significant impact on productivity. Graphs of the dependence of productivity on the frequency of oscillations of the working bodies of crushing machines are presented, which allow a better understanding of the characteristics of productivity changes. A general equation is proposed for determining the productivity of a jaw crusher, which should include functional dependencies on the relevant parameters. The conclusions identify the shortcomings of existing methods for determining productivity and suggest directions for further research.

Keywords: crusher, energy efficiency, productivity, oscillation frequency, degree of crushing.

АНАЛІЗ І ОЦІНКА ПРОДУКТИВНОСТІ ЩОКОВИХ ТА КОНУСНИХ ДРОБАРОК ЗАЛЕЖНО ВІД ЧАСТОТИ ОБЕРТІВ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

АНОТАЦІЯ. Розвиток будівельної галузі на сьогодні не можливий без участі енергоефективних машин та обладнання. Ключову роль серед таких машин займають дробильні машини до яких відносяться щоківі, конусні, валкові, вібраційні та ударні дробарки. Головними визначальними параметрами енергоефективності дробильної машини, які одночасно із цим доповнюють один одного, є потужність та продуктивність. Вплив продуктивності на енергозатрати є очевидним. Існують різні підходи до визначення продуктивності, проте на сьогодні відсутній системний аналіз таких методів та підходів, який міг би вказати на подібні та відмінні закономірності процесів руйнування матеріалів робочими органами дробильних машин. В роботі розглянуто методи визначення продуктивності щоківих та конусних дробарок. Значний вплив на продуктивність має частота коливань робочих органів дробильних машин. Наведено графіки залежності продуктивності від частоти коливань робочих органів дробильних машин, які дозволяють краще зрозуміти характеристику зміни продуктивності. Запропоноване загальне рівняння для визначення продуктивності щоківі дробарки, яке повинно включати функціональні залежності по відповідним параметрам. У висновках встановлено недоліки існуючих методик визначення продуктивності та запропоновано напрямки подальших досліджень.

Ключові слова: дробарка, енергоефективність, продуктивність, частота коливань, ступінь дроблення.

1. Problem Statement. The development of the construction industry today is not possible without the participation of energy-efficient machines and equipment. A key role among such machines is occupied by crushing machines, which include jaw, cone, roller, vibrating and impact

crushers. The main determining parameters of the energy efficiency of a crushing machine, which at the same time complement each other, are power and productivity. The issue of energy consumption lies in the field of determining the minimum energy required for the destruction of material in the crushing chamber [9],[10]. In addition, in research and creation of methods for applying load in order to minimize energy consumption. One of such areas is the selective disintegration method [11],[12]. The impact of productivity on energy consumption is obvious. There are different approaches to determining productivity, but today there is no systematic analysis of such methods and approaches, which could indicate similar and different patterns of the processes of destruction of materials by the working bodies of crushing machines.

2. Review of Recent Studies and Publications. In work [1], in parallel with the study of energy consumption in crushing machines, the productivity is determined as a mass balance depending on the inlet and outlet. That is, the influence of the material feed parameters and individual crusher parameters on energy efficiency is established. The work defines three types of crushing machines: jaw crusher, vertical shaft impact crusher and high-pressure roller crusher. The influence of the crusher outlet and material feed rate on productivity is considered in more detail. An analysis of the influence of the crushing process parameters on productivity is performed in work [2], however, this work does not currently take into account the design features of modern crushing equipment. In works [3] and [4], the maximum productivity of a jaw crusher is considered based on an empirical dependence to determine the critical rotation speed. In work [5], an assessment and analysis of crushing machines based on mechanical mode parameters, which include productivity, is performed. However, the work does not determine the functional influence of machine, process and working environment parameters on productivity.

3. Purpose of work. Analysis of approaches and methods for determining the productivity of cone and jaw crushers. Assessment of the influence of the frequency of rotation of the crusher working elements on their productivity.

4. Materials and methods. The main materials for the analysis are scientific, technical and reference literature on domestic and foreign samples of modern crushing equipment. The main methods used in the work are the use of mathematical analysis in calculating the parameters of the mechanical mode of crushing machines. To perform calculations and plot graphs, software was used Wolfram Mathematica.

5. Results.

Analysis of methods for determining the productivity of jaw crushers. Let us consider methods for determining the productivity of jaw crushers. In general, the productivity of a jaw crusher can be written as a dependence on a number of the following parameters:

$$\Pi = (n, L, S, d, \alpha, \mu, i), \quad (1)$$

where n – frequency of oscillation of the moving cheek, oscillations/time period; L – length of the crushing chamber of the crusher, m; S – movement of the movable cheek, m; d – average size of the crushed product, m; α – angle of capture; μ – the coefficient of loosening of the mass of material that fell out of the crusher outlet slot; i – degree of crushing.

There are several different approaches to determining the productivity of a jaw crusher. The classic approach states that the productivity of a jaw crusher is determined by the condition that for each jaw movement or one rotation of the main shaft, a finished product in the form of a prism of trapezoidal cross-section is discharged from the crushing chamber. In the source [6], in the case of n complete swings of the moving jaw in 1 s, the crusher productivity is determined as follows, m^3/sec :

$$\Pi_1 = \frac{3600nLSd\mu}{\text{tg}\alpha}, \quad (2)$$

The average crushing product is determined based on the following relationship:

$$d = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2} = \frac{2e + S}{2}, \quad (3)$$

where e – width of the discharge opening.

An important role in the productivity of the crusher is played by the speed of movement of the movable jaw, for which there is a specific optimal range. If the rotation frequency significantly exceeds some optimal value, then the piece of material will not have time to fall out of the crusher and will repeatedly contact the crushing plates. Under the condition that the rotation frequency is less than the required optimal value, the speed of movement of the pieces through the crushing chamber will decrease. This, in turn, can lead to clogging of the crushing chamber and, accordingly, a decrease in productivity.

The rotational speed of the eccentric shaft is determined from the condition that during the deflection $t_{\text{вд}}$ movable cheek at a distance S under the action of gravity over time $t_{\text{вип}}$ pieces of crushed material fall out, having a height of h .

Based on the above, we can write:

$$\omega = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{2S}{g \tan \alpha}}}, \quad (4)$$

where g – acceleration of free fall, m/c .

Considering that $\omega = 2\pi n$ and $\alpha = 20^\circ$ we will get:

$$n = \frac{0,707}{\sqrt{S}}, \quad (5)$$

Formula (4) does not take into account the influence of friction forces on armor plates during material movement, therefore the value of the speed is taken 5-10% lower. Formula 5 is suitable for determining the speed of small and medium crushing crushers. For large crushers, the speed is taken lower due to the occurrence of significant dynamic loads that occur during the operation of large crushers. For this purpose, the coefficient is introduced into dependence (5) $k=0,6\dots0,75$.

In the source [7] it is proposed to determine the productivity of a jaw crusher taking into account the factor that the material unloading can occur not only when the crushing jaw departs, but also when it approaches the stationary jaw. Based on this, the following dependence was proposed:

$$\Pi = \frac{Vn}{n_1}, \quad (6)$$

where V – crushing chamber volume, m^3 ; n – number of revolutions of the eccentric shaft; n_1 – the number of revolutions of the eccentric shaft of the crusher, during which one volume of the entire crushing chamber is unloaded.

Expanding the terms of dependence (6), the formula for determining productivity will have the following form, m^3/sec :

$$\Pi = \frac{KcSLL_{\max}n(B+L_{\max})}{2Btg\alpha}, \quad (7)$$

where K – coefficient that takes into account the size of the crusher and depends on the size of the loading hole; c – kinematics coefficient, which takes into account the nature of the trajectory of the moving cheek; $L_{\max}$ – the largest width of the discharge opening, m ; B – loading opening width.

The productivity of crushers calculated on the basis of dependencies (2) and (7) may differ significantly from the actual data, since they do not take into account the influence of the intensity and uniformity of the machine power supply, the shape and size of the crushing plates and their operation. Additionally, it should be noted that the coefficients μ , K , c contribute their share of

uncertainty, since on the one hand they have a wide range of changes, and on the other hand the ranges of coefficient values were adopted on the basis of studies of domestic samples of crushing machines, which have differences in comparison with modern foreign samples.

Considering the influence of the eccentric shaft rotation frequency in formulas (2) and (5), it is linear. Based on the linear dependence, it is difficult to analyze a qualitative picture of the optimal range of change in the eccentric shaft oscillation frequency.

An equally important parameter is the angle of engagement. Different sources give different optimal values for the angle – $\alpha=19^\circ$ or $\alpha=20^\circ$. With an increased gripping angle, the crusher's productivity decreases. Reducing the gripping angle has no significant effect on productivity. An analysis of the influence of the gripping angle on the operation of a vibrating jaw crusher is considered in the source [8].

Next, we will consider approaches to determining productivity based on foreign research. Thus, in [13] the following dependence is proposed for determining the productivity of a jaw crusher:

$$\Pi = 59.8 \left[\frac{S(2L_{\min} + S)LB\rho K}{(B - L_{\min})} \right], \quad (8)$$

where $L_{\min}$ – minimum size of the crusher outlet gap; ρ – density of the destructible material.

Dependence (8) according to a number of authors [14] is acceptable when determining the productivity in the destruction of soft rocks. The search for a universal method for determining productivity led to the consideration of productivity depending on the time and distance that a particle must travel between two opposite surfaces of the working bodies of crushing machines [15]. The maximum particle size will be determined based on the maximum distance between the surfaces of the working bodies in the lower part of the crushing chamber. In turn, the speed of lowering the particle to the unloading gap of the crusher will depend on how often the surfaces of the working bodies of the crusher will approach and move away from each other. Fig. 1 shows a calculation scheme for determining productivity. In this case, the following statement is accepted if n_c – number of cycles per minute, then the time of one cycle per second will be $60/n_c$, in turn, half of the cycle during which the moving cheek moves away from the fixed cheek will be $- 60/2n_c$.

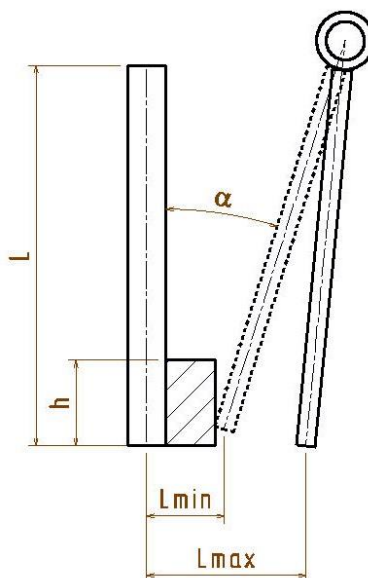


Рис. 1. Розрахункова схема до визначення продуктивності
Fig. 1. Calculation scheme for determining productivity

Thus, the distance that the material will travel in the crushing chamber will be:

$$h = \frac{1}{2}g \left(\frac{30}{n_c} \right)^2 = \frac{4414.5}{n_c^2}, \quad (9)$$

Then the oscillation frequency

$$n_c = \frac{66.4}{\sqrt{h}}, \quad (10)$$

Thus, for the movement of material in the crushing chamber in the direction of unloading, a necessary condition is that the frequency of oscillation of the jaws does not exceed the frequency determined by the relationship (10). The distance h can be determined from the angle of engagement as follows, Fig. 1:

$$h = \frac{(L_{\max} - L_{\min})}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (15)$$

Here it is necessary to mention one more characteristic of the operation of the jaw crusher. It turns out that at a low frequency of oscillation of the crushing jaw, the productivity is directly proportional to the frequency of oscillation up to some optimal value, on the basis of which the formula for determining the productivity has the form [16]:

$$\Pi_H = 3600 S n_c L (2L_{\min} + S) \left(\frac{i}{i-1} \right), \quad (16)$$

where $S = L_{\max} - L_{\min}$ – difference between the maximum and minimum outlet clearance values; $i = B/e$ – the reduction ratio of the material size after it passes through the crushing chamber.

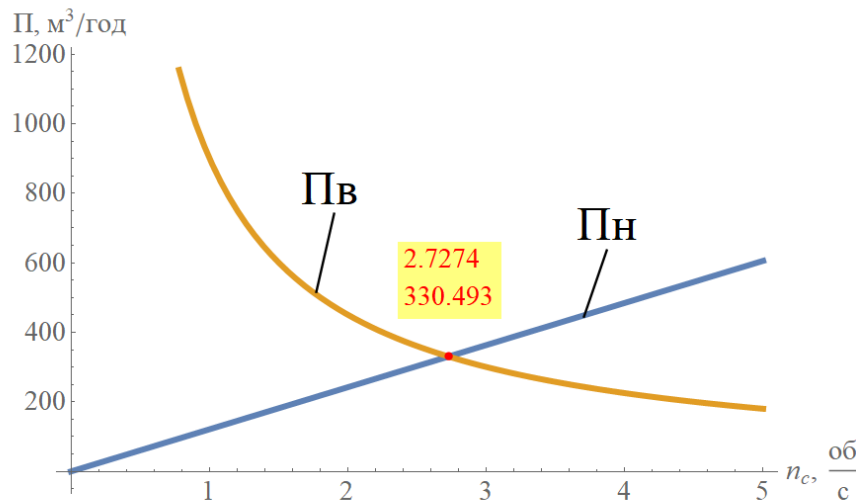


Рис. 2. Графік залежності частоти обертів ексцентрикового валу від продуктивності щоклової дробарки на основі залежностей (16) та (17)

Fig. 2. Graph of the dependence of the eccentric shaft speed on the productivity of the jaw crusher based on the dependencies (16) and (17)

However, at significant frequencies of oscillation of the crushing jaw, it was found that the productivity becomes inversely proportional to the frequency of oscillation. Based on which, the dependence (16) is written as follows:

$$\Pi_B = 1606 L (2L_{\min} + S) \left(\frac{1}{n_c} \right), \quad (17)$$

Thus, the dependencies (16) and (17) make it possible to establish the optimal range of oscillation frequency of the moving jaw of the jaw crusher. For example, let's take the Metso C120 jaw crusher with the following parameters – $S = 0.0245$ м, $L = 1.2$ м, $L_{\min} = 0.1505$ м, $i = 4.65$. Using dependencies (16) and (17) and the determined parameter values, we will construct the corresponding graph, fig.2.

Analyzing graph 2, it can be noted that a certain optimum speed for the Metso C120 jaw crusher will be within the point $n_c = 2.72$ rpm. Based on the above statements, it can be assumed that in this case the performance will decrease if the oscillation frequency is exceeded, i.e. the value $n_c = 2.72$ rpm. Based on the real picture of the operation of crushing machines, it can be concluded that the optimal speed of large-sized jaw crushers and jaw crushers with a simple jaw movement lies approximately within the limits indicated in the graph, Fig. 2. However, for jaw crushers with a complex jaw movement and which at the same time have small dimensions, the optimal speed is somewhat higher. Among the features of the method for calculating productivity according to dependence (17), the following can be noted - the angle of engagement is increased to 45 degrees, based on the fact that the jaw, as stated in the source [16], can significantly change the angle during the crushing of the material.

Based on the dependencies (16) and (17), the formula for determining the optimal rotational speed of the eccentric shaft is written as:

$$n_c = 47 \sqrt{\frac{\left(\frac{i-1}{i}\right)}{S}}. \quad (18)$$

Considering the real values of the parameters of the recommended rotational speed of the eccentric shaft of the Metso C120 crusher, which is equal to $n_c = 230$ rpm = 3,83 rps and based on the specified maximum performance, it can be concluded that the graph 2 reflects a slightly shifted optimum point. This can be explained by the fact that dependencies (16) and (17) do not take into account additional process parameters. For example, during the passage of the crushing chamber, the bulk density of the material is constantly changing. In turn, dependency (2) takes into account the bulk density using the loosening coefficient, but this value is constant. In addition, dependency (7) takes into account the crusher size coefficient and its kinematics coefficient, which also affect the optimal productivity value.

In addition to the main parameters that are included in the dependences (16) and (17) on the productivity of the jaw crusher, the following additional parameters have an impact: 1) the distribution of material particles over the volume of the crushing chamber (packing characteristics); 2) the physical properties of the rock (strong, brittle, viscous rocks, etc.); 3) the bulk density of the material; 4) the geometry of the particle surface and the surface of the crushing plate. Based on these parameters, the general expression for determining the productivity of the jaw crusher will have the following form:

$$\begin{aligned} \Pi_3 &= 60SL(2L_{\min} + S) \left(\frac{i}{i-1}\right) 47 \sqrt{\frac{\left(\frac{i-1}{i}\right)}{S}} \rho f(x_1) f(x_2) f(x_3) = \\ &= 2820 \sqrt{S \left(\frac{i-1}{i}\right)} L(2L_{\min} + S) \rho f(x_1) f(x_2) f(x_3) \end{aligned} \quad (19)$$

where ρ – density of a particle of material; $f(x_1)$ – function of distributing material particles throughout the volume of the crushing chamber; $f(x_2)$ – surface function of material particles; $f(x_3)$ – function of the surface geometry of the crushing plate.

In general, similar transformations based on direct and inverse proportionality between the frequency of oscillation of the crusher jaw and productivity can be performed for dependence (2). In this case, the inversely proportional form of formula (2) will be as follows:

$$\Pi_2 = \frac{4414.5Ld\mu}{n} \quad (20)$$

Similarly to the graph in Fig. 2, we construct a graph of the dependence of productivity on the frequency of oscillations of the movable jaw of the crusher based on expressions (2) and (20). The determined parameters for the C120 crusher remain the same.

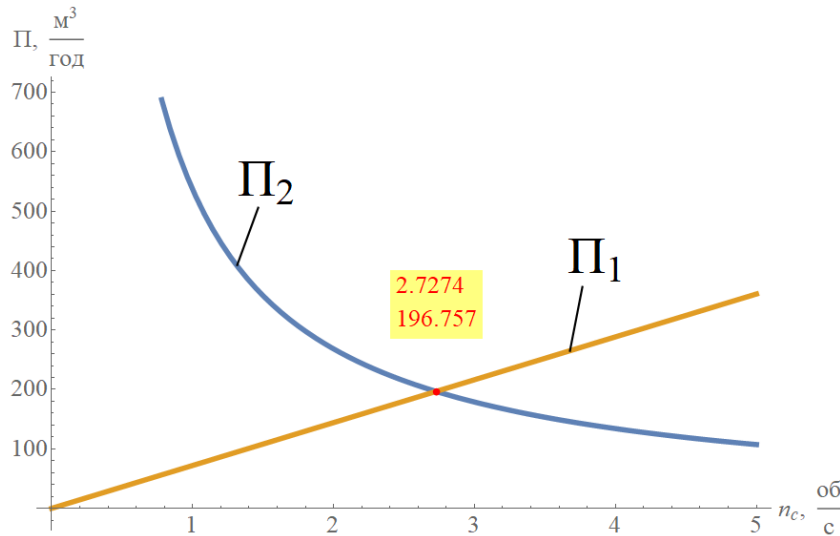


Рис. 3. Графік залежності частоти обертів ексцентрикового валу від продуктивності щоклової дробарки на основі залежностей (2) та (20)

Fig. 3. Graph of the dependence of the eccentric shaft speed on the productivity of the jaw crusher based on the dependencies (2) and (20)

As can be seen from the graph of Fig. 3, the productivity value is closer to the productivity of the real C120 crusher compared to the graph of Fig. 2. However, the optimal speed in both graphs is the same. Again, the difference in productivity lies in the presence in formula (2) of the material loosening coefficient and the parameter of the weighted average size of the material. It should also be noted that the angle of engagement was taken equal to 20 degrees. In general, it can be noted that the dependencies (2) and (20) still give inflated productivity values compared to their real values.

An excellent approach to determining the productivity of a jaw crusher relative to those considered above is given in the source [17]. This approach consists in taking into account the coefficient of reduction of the size of the material and additionally the coefficients of the process conditions. When the material enters the crushing chamber, some of it may be smaller than the output size of the CSS crusher. That is, this part of the material is almost not destroyed and simply passes through the crushing chamber. In turn, reducing the maximum size of the input material will lead to an increase in the amount of material, the dimensions of which are smaller than the CSS crusher. Taking into account the above in the source [17], [18] the following dependence was proposed for determining the productivity:

$$\Pi_T = \Pi \times i_{80}, \quad (21)$$

where Π – crusher performance; Π_T – crusher performance based on the degree of material destruction; $i_{80} = K_{in80}/K_{out80}$ – material size reduction ratio based on 80% feed screen pass and corresponding crushing product.

To take into account the physical properties of different materials, the corresponding coefficients were additionally introduced into the dependence (21). Thus, the dependence (21) will take the following form:

$$\Pi_T = \Pi_{i_{80}} k_p k_B k_{ж}, \quad (22)$$

where k_p – coefficient that characterizes the fracture properties of a material; k_B – coefficient that takes into account moisture content; $k_{ж}$ – coefficient that characterizes power conditions.

In sources [19] and [20], the productivity of a jaw crusher is determined based on the gravitational flow of material through the open space of the crushing chamber, t/h:

$$\Pi = \frac{7.037 \times 10^5 Lk(L_{\min} + S)}{v}, \quad (23)$$

where k – cheek geometry coefficient ($k = 0.18-0.3$ – for a straight cheek profile, $k = 0.32-0.45$ – for curved cheek profile). Dependence (23) is valid for a material with a specific density $2,65 \text{ kg/m}^3$.

Returning to the optimal speed of rotation of the eccentric shaft in the source [21], problems were identified with the dependence (18), which assumes underestimated speed values when the gap of the crusher inlet is too large or too small. Based on which the following empirical dependence was proposed:

$$v = 280e^{(-0.212B^3)} \pm 20\%, \quad (24)$$

Thus, we see that the productivity of a jaw crusher depends on a significant number of parameters and today the methods for calculating productivity still include empirical dependencies. For further research, I see a scientifically sound basis for the approach implemented on the basis of (2) taking into account the functions that include dependency (19).

Analysis of methods for determining cone crusher performance. The main parameters of cone crushers are: 1) angle of engagement; 2) rotational speed of the moving cone; 3) productivity; 4) power; 5) crushing force.

Due to the peculiarities of the movement of the inner cone relative to the outer cone and the design features, the calculation of the crushing force of a coarse-crushing cone crusher differs from the calculations of the crushing force of medium- and fine-crushing cone crushers. Fig. 4 shows the calculation diagram of a cone crusher.

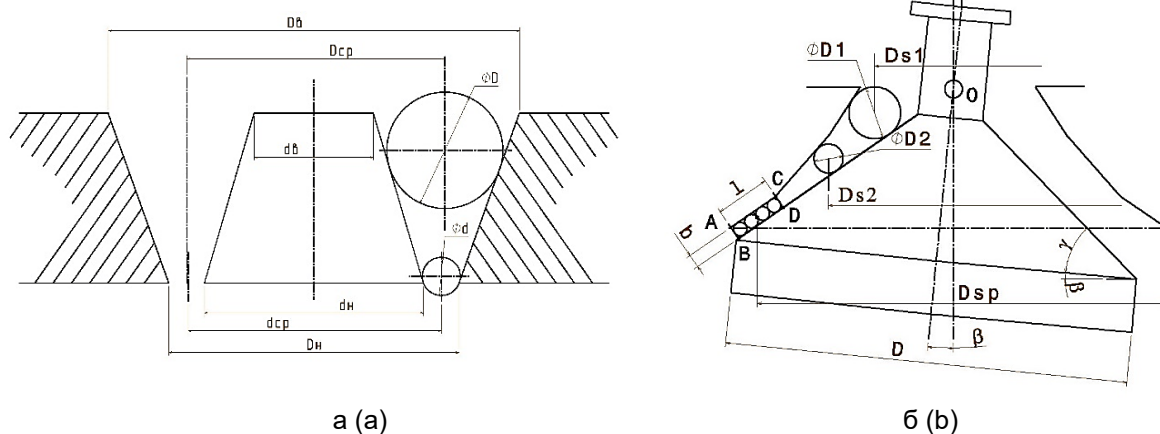


Рис. 4. Розрахункова схема конусної дробарки до визначення її продуктивності:

а – схема до розрахунку об'єму матеріалу конусної дробарки крупного дроблення; б – схема до розрахунку об'єму матеріалу конусної дробарки середнього та мілкового дроблення

Fig. 4. Calculation scheme of a cone crusher before determining its productivity:

а – scheme for calculating the volume of material for a cone crusher for coarse crushing; б – scheme for calculating the volume of material for a cone crusher for medium and fine crushing

The volume of the input material pieces is the sum of the material particles with diameter D , which are placed along the length of a circle with a diameter equal to the average diameter of the loading annular opening $D_{ср}$. In turn, the volume of the starting material is calculated based on the average diameter of the crushing product. $d_{ср}$, which is placed along the length of the circle of

the discharge annular opening. Then for the volume of material of the coarse crushing crusher we can write the following dependence, fig.4, a [7]:

$$V = \frac{\pi D^3}{6} \frac{\pi D_{cp}}{D} - \frac{\pi d^3}{6} \frac{\pi d_{cp}}{d}. \quad (25)$$

Medium and fine cone crushers differ from coarse cone crushers in the profile of the crushing chamber, i.e. they have a smaller discharge gap and an increased length of the parallel crushing zone.

During one revolution of the eccentric cup, the material passes through a parallel zone of the crushing chamber. Then, during one revolution, the crusher will produce a finished product with a volume of:

$$V = \pi D_{sp} l b, \quad (26)$$

Dependence (26) does not take into account the difference in the sizes of the input and output material, as well as the number of individual particles in each layer. Therefore, expression (30) for the volume of the material can be rewritten as follows, fig.4, b:

$$\Delta V = \frac{\pi D_1^3}{6} N_1 + \frac{\pi D_2^3}{6} N_2 - \frac{\pi d^3}{6} N_3, \quad (27)$$

where D_1, D_2, d – diameters of pieces of material in the upper zone and the parallel zone, m ; N_1, N_2, N_3 – number of pieces of material placed in the first and second rows and in the parallel zone. Expressing N in terms of the ratio of the lengths of the corresponding circles and the diameters of the crushed pieces, we have:

$$\Delta V = \frac{\pi D_1^3}{6} \frac{\pi D_{s1}}{D_1} + \frac{\pi D_2^3}{6} \frac{\pi D_{s2}}{D_2} - \frac{\pi d^3}{6} \frac{\pi D_s}{d} \frac{1}{d}. \quad (28)$$

Since there are differences in the designs of cone crushers for coarse crushing (gyration cone crushers) and cone crushers for medium and fine crushing, the determination of productivity according to individual methodologies is somewhat different. Thus, in work [7] for gyratory cone crushers, productivity is determined as follows:

$$\Pi_{к.г.1} = \frac{3600 \pi D_{cp} 2r(e+r)n\mu}{tg\alpha_1 + tg\alpha_2}, \quad (29)$$

where α_1 and α_2 – respectively, the angles generated by the fixed and moving cones with the vertical, degree; D_{cp} – average diameter of the crushed stone ring, m ; e – size of the crusher discharge gap with the cones close together, m ; n – number of revolutions of the inner cone, s^{-1} ; μ – finished product fluffing coefficient, $\mu = 0,35 \dots 0,5$; r – eccentricity of the vibrations of a moving cone, m .

The calculation of productivity according to the dependence (29) is based on the fact that during one complete oscillation of the moving cone a certain volume of crushed stone falls out of the crusher. The frequency of oscillations of the moving cone is determined on the basis that half the time of the complete oscillation of the moving cone should be equal to the time of falling out of pieces of a certain height from the crushing chamber. Then the optimal angular velocity will be equal to:

$$\omega = 4,9 \sqrt{\frac{tg\alpha_1 + tg\alpha_2}{r}}, \quad (30)$$

In dependencies (29) and (30) there are parameters that are difficult to determine, so the following values can be taken for them. So, the sum of angles α_1 and α_2 should not exceed the limits of $21 \dots 23$ degrees. The value of eccentricity can be taken based on the dependency – $r = (0,01 \dots 0,02)B$, where B is the width of the loading hole.

Next, we transform the dependence (30) in such a way as to obtain an inversely proportional dependence of the productivity on the frequency of oscillations of the moving cone. In this case, we can write:

$$\Pi_{\text{к.г.2}} = \frac{4410\pi D_{\text{cp}}(e+r)\mu}{n}, \quad (31)$$

For the analysis, we will use the Kubria G150 cone crusher model with the following parameters: $\alpha_1=11^\circ$, $\alpha_2=18^\circ$, $D_{\text{cp}}=1.5425$ m, $r=0.0075$ m, $e=0.035$ m, $B=0.5$ m, $\mu=0.4$.

The graph of the dependence of productivity on the rotational speed of the moving cone is shown in Fig. 5. The optimal rotational speed of the moving cone for the Kubria G150 cone crusher is 6.512 rps = 390 rpm. However, it is known that in cone crushers for coarse crushing, the range of speed changes is within 100-300 rpm, most cone crushers for medium and fine crushing operate at frequencies that do not exceed 500-800 rpm. The limitation of speed is associated with many negative effects, such as the imbalance of the significant oscillating mass of the moving cone, which requires a significant increase in the foundation, the danger of the moving cone shaft jamming in the eccentric at idle, and a decrease in the reliability of the lower support of the moving cone.

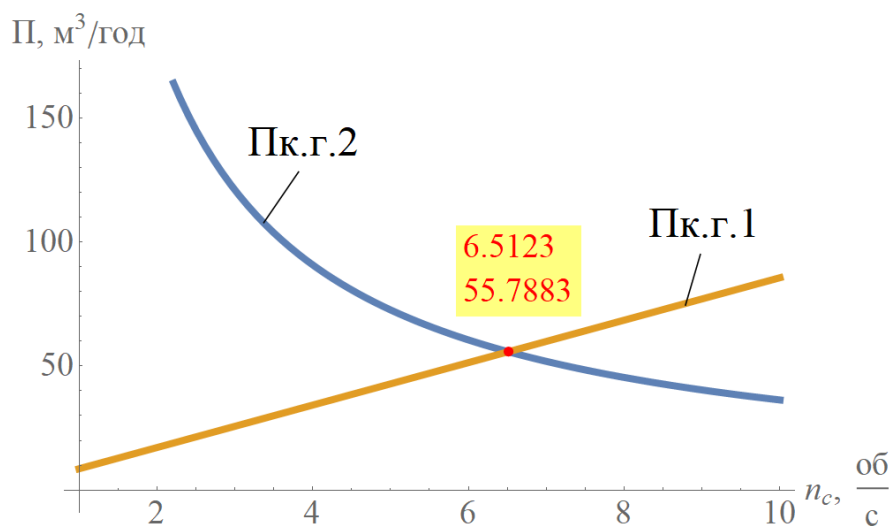


Рис. 5 Графік впливу частоти обертів рухомого конуса на продуктивності конусної дробарки крупного дроблення

Fig. 5 Graph of the influence of the speed of the moving cone on the performance of the coarse crushing cone crusher

It is worth noting the underestimated productivity values with a direct proportional dependence on the speed. For example, for the Kubria G150 crusher, according to the technical characteristics, the maximum productivity is 750 t/h, which at a bulk density of the material of 1.6 t/m³ will be 468.75 m³/h. That is, a more realistic picture of productivity is reflected by the inversely proportional dependence. However, in the inversely proportional dependence, inaccuracy is introduced by the productivity values in the vicinity of zero values of the speed. In addition, in dependences (29) and (31), significant uncertainty is introduced by the material loosening coefficient μ , which varies within wide limits.

For medium and shallow cone crushers, the rotational speed of the eccentric cup or the number of oscillations of the moving cone are determined based on the dependence:

$$n \geq 7.5 \sqrt{\frac{\sin \gamma - f \cos \gamma}{2l}}, \quad (32)$$

where γ – angle of inclination of the surface of the crushing cone to the horizon; f – coefficient of friction of crushed stone by material, $f=0.36$; $l=1/(12D)$ – length of parallel zone for medium crushing cone crushers; D – diameter of the base of the moving cone. In medium and shallow cone crushers, the angle $\gamma > 45$ degrees.

The productivity of medium and fine crushing crushers will be as follows [10]:

$$\Pi_{\text{к.с.1}} = 3600\mu\pi D_{\text{cp}} l b n, \quad (33)$$

where b – width of parallel zone, m; $\mu=0.45$ – finished product fluffing coefficient.

As an example, let's take the Metso HP400 cone crusher, which has the following parameters: $D_{\text{cp}} = 1.32$ m; $b=0.03$ m; $l = 0.0631$ m; $\mu = 0.45$; $\gamma=50^\circ$, $f=0.36$.

Productivity in the case of inverse proportionality will have the following form:

$$\Pi_{\text{к.с.2}} = \frac{101250\mu\pi D_{\text{cp}} b (\sin \gamma - f \cos \gamma)}{n}, \quad (34)$$

The graphical dependence of productivity on the speed of rotation for the Metso HP400 cone crusher is presented in Fig. 6.

Based on the graph in Fig. 6, it can be noted that the optimum point is overestimated for this crusher. Thus, the Metso HP400 cone crusher at a speed of 6.9 rps, has productivity 393.75 m³/h. Thus, the dependences for determining the productivity of cone crushers, similarly to jaw crushers, do not take into account additional parameters that have an impact on the crushing process. In general, the angle of inclination of the straight line in the graphs of Fig. 5 and Fig. 6 should be greater, which will reflect the real picture of the process. After passing the optimum point, the productivity will begin to decrease in an inversely proportional relationship.

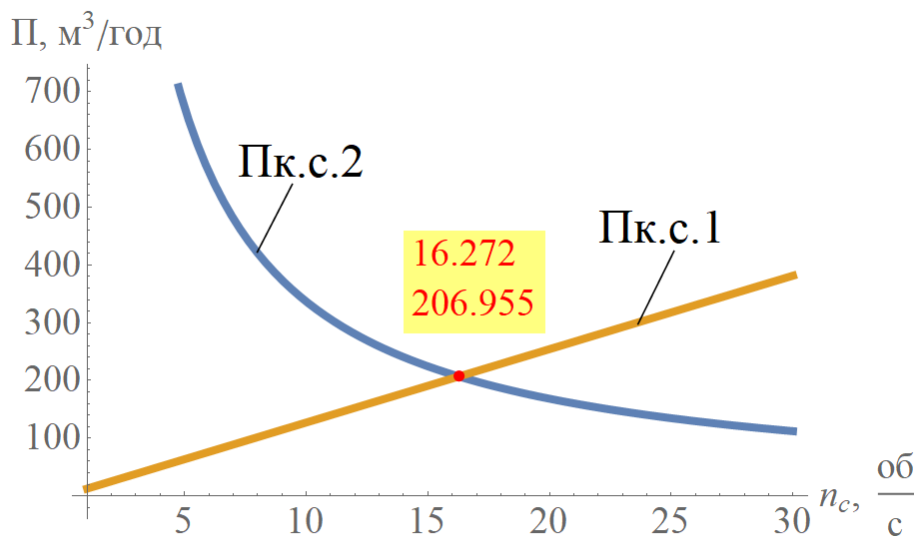


Рис. 6 Графік впливу частоти обертів рухомого конуса на продуктивності конусної дробарки середнього дроблення

Next, we will consider other approaches to determining the productivity and speed of the moving cone. In [22] it is noted that the speed of rotation of the moving cone of a coarse crushing cone crusher is inversely proportional to the size of the feed material:

$$n \geq \frac{665 (\sin \gamma - f \cos \gamma)}{\sqrt{d}}, \quad (35)$$

where d – input material size, cm.

Determining the performance of a coarse crushing cone crusher in works [14], [15] is proposed as follows:

$$\Pi_k = 0.35\pi \sin \gamma (L_{\max} + L_{\min}) gH (\sin \gamma - f \cos \gamma)^{0.5}, \quad (36)$$

where H – crushing chamber height; $L_{\max}$, $L_{\min}$ – maximum minimum unloading distance between the moving cone and the fixed one.

In general, dependence (36) is similar to dependences (29) and (33). In the source [16], an approach to determining productivity is considered similar to that used in jaw crushers. That is, the cross-section of the material layer and the time for which this layer passes the crushing chamber are considered. The dependence is written in the following form:

$$\Pi_b = \frac{(D_{3k} - L_{\min}) \pi L_{\min} S 60 n k}{\tan \alpha}, \quad (37)$$

where D_{3k} – outer diameter of the fixed cone at the point of unloading, m; S – cone stroke length at the unloading point, m; $L_{\min}$ – minimum outlet size, m; n – number of revolutions of the moving cone, rpm; k – constant that defines a material characteristic, $k=2\dots3$; α – angle of capture.

Another approach to determining the productivity of a cone is considered in [17], which is based on taking into account the Bond work index. The dependence itself has the following form:

$$\Pi_{ip} = \frac{W_i D \rho_m \sqrt{(L_{\max} - L_{\min})(L_{\max} + L_{\min})} k}{2 \sqrt{\frac{i}{i-1}}}, \quad (38)$$

where W_i – Bond work index; D – diameter of the bowl in a given cross-section; k – statistical coefficient ($k=0.5$ – for soft materials, $k=1$ – for solid materials).

The determination of productivity based on correction factors is discussed in the source [18]. The dependence for determining productivity has the following form:

$$\Pi_m = k_1 k_2 k_3 k_4 D^2 e n L_{\max}, \quad (39)$$

where k_1 – coefficient, for efficiency $k=0.6$; k_2 k_3 k_4 – coefficients that take into account feed size, hardness and moisture content of the material; D – diameter of the base of the moving cone; e – lower eccentricity of the axis of the moving cone, m; $L_{\max}$ – width of the discharge opening on the open side, m.

6. Discussion. From the analysis and evaluation of various methods for determining the productivity considered in the work, it can be noted that in many cone crushers the process of destruction of large pieces of material occurs when a moving cone applies a load cyclically, after which the material undergoes destruction. A similar situation is observed in jaw crushers. This can be explained by the geometry of the crushing chamber, the kinematic features of the crusher, the physical properties of the material and the uniformity of the material placement in the space of the crushing chamber. In turn, the angles of engagement in the lower zone of the crushing space and the curvilinear profile in the lower part of the crushing chamber have a smaller impact on the productivity, the change of which does not lead to a significant increase in the productivity of the crusher. The angular velocity of the eccentric shaft has a significant impact on the productivity of the crusher. However, the speed of the eccentric shaft is limited due to the design features of the crushing machines.

7. Conclusions. Most of the considered methods for determining the productivity of cone crushers, similarly to jaw crushers, do not take into account the distribution of material in the crushing chamber, the geometry of the material and crushing plates, and the physical characteristics of the material. The absence of these parameters in many dependencies is compensated by the introduction of appropriate correction factors, which cannot fully characterize the process of material destruction within a wide range of its changes.

When using the above-mentioned dependencies to determine productivity, there is a difference from the actual productivity of cone crushers, which indicates the lack of an adequate methodology for determining the theoretical productivity of cone and jaw crushers.

References:

1. Numbi, B. P. (2015). Optimal energy management of crushing processes in the mining industry (Doctoral dissertation, University of Pretoria). University of Pretoria Research Repository. <https://repository.up.ac.za/handle/2263/50747>.
2. Haldar, S. K. (2018). Mineral exploration: Principles and applications (2nd ed.). Elsevier.
3. Okechukwu, C., Dahunsi, O. A., Oke, P. K., Oladele, I. O., Dauda, M., & Olaleye, B. M. (2017). Design and operations challenges of a single toggle jaw crusher: A review. *Nigerian Journal of Technology*, 36(3), 814–821. <https://doi.org/10.4314/njt.v36i3.22>.
4. Kelly, E. G., & Spottiswood, D. J. (1982). *Introduction to mineral processing*. John Wiley & Sons.
5. Mishchuk, Ye. (2025). Ohliad konstruksii ta otsinka tekhnologichnykh i konstruktyvnykh parametriv drobylnoho obladnannia budyndustrii [Review of designs and evaluation of technological and structural parameters of crushing equipment in the construction industry]. *Tekhnika budivnytstva – Tekhnika budivnytstva*, (41), 22–39. <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0403>.
6. Wang, Y., Lv, K., & Chen, Z. (2018). The optimization of jaw crusher with complex motion aimed at reducing stroke feature value of its outlet. *International Journal of Engineering and Technical Research*, 8(1).
7. Nazarenko, I. I. (1999). Mashyny dlia vyrobnytstva budivelnnykh materialiv: Pidruchnyk [Machines for the production of building materials: Textbook]. Kyiv: KNUBA.
8. Назаренко І.І., Міщук Є.О. (2024) Механіка машин і процесів подрібнення кам'яних матеріалів: монографія. Київ: «Видавництво Людмила». ISBN 978-617-555-256-8.
9. Refahi A., Mohadesi J.A., Rezai B., 2009, Comparison between bond crushing energy and fracture energy of rocks in a jaw crusher using numerical simulation, *J. South. Afr. Inst. Min. Metall.*, 109, 709–717.
10. Tomislav Korman, Gordan Bedeković, Trpimir Kujundžić, Dalibor Kuhinek [2015] Impact of physical and mechanical properties of rocks on energy consumption of Jaw Crusher. *Physicochemical Problems of Mineral Processing*. January 2015;51(2):461–475. DOI: 10.5277/ppmp150208.
11. Sokur, M., Biletskyi, V., Sokur, L., Bozhyk, D., & Sokur, I. (2016). Investigation of the process of crushing solid materials in the centrifugal disintegrators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3(7(81)), 34–40. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.71983>.
12. Refahi, A., Mohadesi, J. A., & Rezai, B. (2009). Comparison between bond crushing energy and fracture energy of rocks in a jaw crusher using numerical simulation. *Journal of the Southern African Institute of Mining and Metallurgy*, 109, 709–717.
13. Larison, B. W. (1999). Aggregate production modeling using neural networks and belief networks (Master's thesis). University of Alberta, Edmonton, AB, Canada.
14. Robert C. Dunne (2019) *Mineral Processing & Extractive Metallurgy Handbook*. Society for Mining, Metallurgy & Exploration, USA, p. 2258. ISBN 978-0-87335-385-4.
15. Taggart, A. F. (1998). Hand book of ore dressing (pp. 255–280). John Wiley & Sons, Inc.
16. Gupta, A., & Yan, D. (2016). Mineral processing: Design and operations (2nd ed.). Elsevier.
17. Bearman, R.T. Jaw and Impact Crushers. In *SME Mineral Processing and Extractive Metallurgy Handbook*; Society for Mining, Metallurgy, and Exploration, Inc.: Englewood, CO, USA, 2019; p. 367.
18. Numbi, B. P., Zhang, J., & Xia, X. (2014). Optimal energy management for a jaw crushing process in deep mines. *Energy*, 68, 337–348. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.100>
19. G. Kirankumar (2014) Optimization of Jaw Crusher Advance Research and Innovations in Mechanical, Material Science, Industrial Engineering and Management - ICARMMIEM-2014. ISBN 978-93-82338-97-0.
20. Kostiantyn Zabolotnyi, Olena Panchenko E3S Web Conf. Volume 109,00120, 2019. International Conference Essays of Mining Science and Practice. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201910900120>
21. Paweł Ciężkowski, Jan Maciejewski, Sebastian Bąk (2017) Analysis of energy consumption of crushing processes – comparison of one-stage and two-stage processes. *Studia Geotechnica et Mechanica*, Vol. 39, No. 2, 2017. DOI: 10.1515/sgem-2017-0012.
22. Couper, J. R., Penney, W. R., Fair, J. R., & Walas, S. M. (2005). *Chemical process equipment: Selection and design* (2nd ed.). Gulf Professional Publishing.

УДК 621.01.001, 531.6, 624.1

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0509>**¹Андрій Яковенко,**викладач, Полтавський фаховий коледж нафти і газу, <https://orcid.org/0000-0003-0818-6332>,
e-mail: andrii.yakovenko95@gmail.com**²Олексій Васильєв,**кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування та мехатроніки,
<https://orcid.org/0000-0002-9914-5482>, e-mail: a.s.vasiliev.76@gmail.com**²Сергій Жигилій,**кандидат технічних наук, доцент кафедри будівельних конструкцій, <https://orcid.org/0000-0001-5829-9226>, e-mail: theormech.zhs@gmail.com¹Національного університету "Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка", вул. Михайла Грушевського, 2А, м. Полтава, 36021, Україна²Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», просп. Першотравневий 24, м. Полтава, 36011, Україна**ВИЗНАЧЕННЯ ПОЛОЖЕННЯ ЦЕНТРА ІНЕРЦІЇ ПОРОЖНИСТОГО КОРПУСУ
ВІБРОМАШИНИ ВП-10 ТА ВІДПОВІДНОГО ОСЬОВОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ**

АНОТАЦІЯ. Застосування вібраційних методів набуває особливої актуальності для вдосконалення технологічних процесів. Вібрація забезпечує не лише підвищення ефективності роботи устаткування, але й сприяє покращенню якісних характеристик оброблюваних матеріалів. Зокрема, в галузі будівництва та інженерії ущільнення матеріалів є одним із ключових процесів, що визначає стабільність і надійність конструктивних рішень. Параметри ущільнення, які регулюються вібраційними установками, мають вирішальне значення для досягнення найкращих результатів. До цих параметрів відносяться амплітуда та частота коливань, інтенсивність навантаження, а також геометричні особливості конструкції вібраційної плити. Визначення найкращих значень цих параметрів дозволяє не лише забезпечити максимальну якість ущільнення, але й сприяє раціональному використанню енергетичних ресурсів та підвищенню надійності обладнання. В науковій статті розглядається визначення положення центра мас корпусу який має вигляд пустотілої трапеції та осьового моменту інерції розробленої нами вібраційної установки ВП - 10. Розглянуті параметри є необхідними для подальшого розрахунку кінетичної енергії, що, у свою чергу, дозволяє розв'язувати прикладні задачі механіки, спрямовані на оптимізацію конструктивних і експлуатаційних характеристик вібраційних плит.

Ключові слова: вібраційна плита, центр мас, момент інерції, вібраційна машина, оптимізація параметрів, вібробудувач

**DETERMINATION OF THE POSITION OF THE CENTER OF INERTIA OF THE HOLLOW
BODY OF VIBRATING MACHINE VP-10 AND THE CORRESPONDING AXIAL MOMENT OF
INERTIA**

ABSTRACT. The use of vibration methods is becoming particularly relevant for improving technological processes. Vibration not only increases the efficiency of equipment, but also contributes to improving the quality characteristics of the processed materials. In particular, in the field of construction and engineering, material compaction is one of the key processes that determines the stability and reliability of structural solutions. Compaction parameters controlled by vibratory units are critical to achieving the best results. These parameters include the amplitude and frequency of oscillations, the intensity of the load, as well as the geometric features of the design of the vibrating plate. Determining the optimal values of these parameters allows not only to ensure maximum compaction quality, but also contributes to the rational use of

energy resources and increased reliability of the equipment. The scientific article considers the determination of the position of the center of mass of the body, which has the form of a hollow trapezoid, and the axial moment of inertia of the VP-10 vibration installation developed by us. The considered parameters are necessary for further calculation of kinetic energy, which, in turn, allows solving applied problems of mechanics aimed at optimizing the design and operational characteristics of vibrating plates.

Keywords: vibration plate, center of mass, moment of inertia, vibration machine, parameter optimization, vibration exciter.

1. Постановка проблеми. Якість ущільнення матеріалів вібраційними установками залежить від амплітуди та частоти коливань, навантаження і геометричних параметрів обладнання. Визначення найкращих значень цих параметрів є ключовим для забезпечення високої якості ущільнення та раціонального використання енергії. Дослідження показують, що ефективність ущільнення залежить не лише від потужності вібратора, а й від взаємодії установки з матеріалом. Оптимізація динамічних параметрів на які впливають такі величини, як положення центра мас і осьовий момент інерції, дозволяє покращити передавання енергії, зменшити втрати та підвищити продуктивність. Аналіз параметрів установки дає змогу визначити режими роботи, що забезпечують максимальну якість ущільнення. Результати можуть бути корисними для інженерів і конструкторів, які займаються проектуванням та вдосконаленням вібраційних машин у будівельній і дорожній галузях.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вібраційні методи є невід'ємною складовою сучасних виробничих процесів, сприяючи їх оптимізації, підвищенню ефективності та покращенню якісних характеристик кінцевої продукції. Використання вібраційних методів дозволяє значно вдосконалити низку технологічних операцій, зокрема у будівництві, машинобудуванні, транспортній інженерії та інших галузях промисловості [1].

Одним із найважливіших напрямів застосування вібраційних методів є ущільнення матеріалів, що відіграє вирішальну роль у формуванні необхідної структури та міцності виробів. Процес ущільнення впливає на експлуатаційні характеристики матеріалу, забезпечуючи його рівномірну щільність, мінімізацію залишкових пустот та підвищення несучої здатності. Від ефективності цього процесу залежить довговічність, міцність і стабільність конструкцій, особливо в будівельній, дорожній та транспортній інфраструктурі [2].

Параметри ущільнення, що визначаються характеристиками вібраційної установки, зокрема амплітудою, частотою та напрямком коливань, безпосередньо впливають на досягнення необхідних фізико-механічних властивостей матеріалу. Оптимізація цих параметрів є важливим науково-технічним завданням, яке спрямоване на підвищення ефективності процесу ущільнення, зниження енергетичних витрат та забезпечення максимальної технологічної продуктивності [3].

Дослідження впливу параметрів вібраційних установок на якість ущільнення дозволяє розробити нові конструктивні рішення та удосконалити методи проектування сучасних ущільнювальних машин [4]. Встановлення найкращих режимів роботи таких установок сприятиме підвищенню ефективності виробничих процесів та раціональному використанню ресурсів.

3. Мета і завдання дослідження. Метою даної статті є визначення положення центра мас та осьового моменту інерції корпусу, що є необхідним для подальшого розрахунку кінетичної енергії та розв'язання прикладних задач механіки, спрямованих на оптимізацію параметрів вібраційної плити. Отримані результати дозволяють підвищити енергоефективність, розширити технологічні можливості та оптимізувати тягові характеристики, необхідні для ефективного переміщення вібраційного пристрою.

4. Основний матеріал і результати. На основі конструкторських розробок нами була створена вібраційна машина зі змінними робочими органами ВП-10 для ущільнення матеріалу [5]. Для з'ясування загальної тенденції впливу окремих параметрів вібраційної машини ВП - 10 на рух її робочого органу, а також для визначення оптимального співвідношення між масою окремих складових елементів вібраційної машини, величини збуджучої

сили, що генерується віброзбуджувачем, і зовнішньої рушійної сили постала потреба скласти для цієї машини математичну модель її руху, щоб потім дослідити зазначену модель.

Для цього була прийнята схематична модель вібромашини у вигляді плоскої механічної системи, що рухається у вертикальній площині Oyz (рис. 1), яка складається з корпусу 1 (масою m_1 у формі порожнистої трапеції $ABDK$ відповідних розмірів й товщиною δ_1), на який жорстко закріплений корпус 2 збуджувача коливань, дебалансний вал 3 якого розташований перпендикулярно до напрямку робочого руху вібромашини. На дебалансному валові 3 жорстко закріплений дебаланс 5, обертання якого визначає робочий технологічний процес. Знизу до корпусу 1 також жорстко закріплена плита 4, до якої шарнірно приєднана направляюча ручка 6.

За таких припущень вібраційна машина ВП-10 моделюється механічною системою [6], що складається з чотирьох матеріальних тіл.

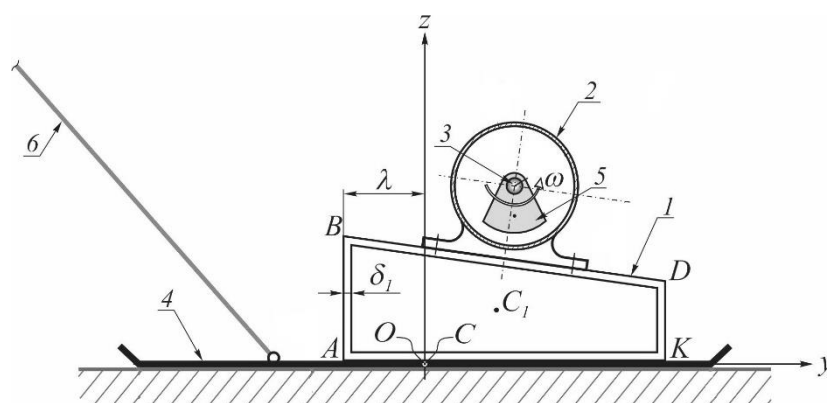


Рисунок 1. Схематична модель вібраційної машини ВП-10

Figure 1. Schematic model of the VP-10 vibration machine

За результатами проведених експериментальних випробувань і досліджень [7] встановлено, що в робочому режимі корпус 1 вібромашини здійснює плоскопаралельний рух в площині Oyz , через що за теоремою Кеніга [8] його кінетична енергія

$$T_1 = \frac{m_1 \cdot V_{C_1}^2}{2} + \frac{I_1 \cdot \omega_1^2}{2}, \quad (3)$$

де V_{C_1} – модуль швидкості центра інерції C_1 корпусу 1; ω_1 – модуль миттєвої кутової швидкості корпусу 1 навколо осі його миттєвого обертання, яка в розглядуваному положенні механічної системи проходить через точку C_1 перпендикулярно до площини розташування механічної системи; I_1 – осьовий момент інерції корпусу 1 відносно зазначеної осі миттєвого обертання.

Для цього спочатку зобразимо на рисунку 2 трапецію $ABDK$ та у допоміжній декартовій системі координат $A\xi\zeta$ визначимо положення її центра мас [9] як матеріального тіла відповідної форми.

Центр мас трапеції позначимо J , а її координати ζ_J і ξ_J визначимо за формулами

$$\zeta_J = \frac{S_\xi}{A} \quad \text{та} \quad \xi_J = \frac{S_\zeta}{A}, \quad (4)$$

де A – площа трапеції; S_ξ і S_ζ – статичні моменти її площі відносно осей ξ та ζ відповідно.

Розбивши трапецію $ABDK$ на прямокутник $AEDK$ площею $A_{AEDK} = d \cdot a$, центр мас J_1 якого знаходиться на перетині його діагоналей, і прямокутний трикутник EBD площею $A_{EBD} = \frac{d \cdot (b-a)}{2}$, центр мас J_2 якого знаходиться на перетині його медіан, з рисунка 2 встановлюємо, що:

$$\xi_1 = \frac{AK}{2} = \frac{d}{2}; \quad \zeta_1 = \frac{DK}{2} = \frac{a}{2}; \quad \xi_2 = \frac{DE}{3} = \frac{d}{3}; \quad \zeta_2 = AE + \frac{EB}{3} = a + \frac{b-a}{3} = \frac{2a+b}{3}.$$

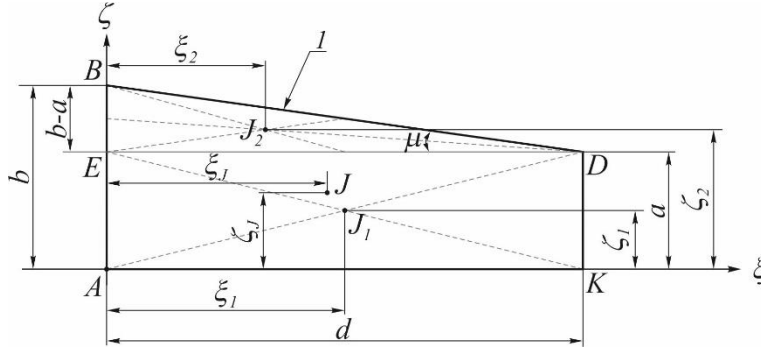


Рисунок 2. До визначення положення центра мас трапеції
Figure 2. Before determining the position of the center of mass of the trapezoid

Площа трапеції $ABDK$ $A = d \cdot \frac{a+b}{2}$, а статичні моменти площі трапеції відносно відповідних осей

$$S_{\xi} = S_{\xi_1} + S_{\xi_2} = A_{AEDK} \cdot \zeta_1 + A_{EBD} \cdot \zeta_2 = d \cdot a \cdot \frac{a}{2} + \frac{d \cdot (b-a)}{2} \cdot \frac{2a+b}{3} = d \cdot \frac{a^2 + b^2 + a \cdot b}{6};$$

$$S_{\zeta} = S_{\zeta_1} + S_{\zeta_2} = A_{AEDK} \cdot \xi_1 + A_{EBD} \cdot \xi_2 = d \cdot a \cdot \frac{d}{2} + \frac{d \cdot (b-a)}{2} \cdot \frac{d}{3} = d^2 \cdot \frac{2a+b}{6}.$$

Підставляючи встановлені значення в формулу (4), дістанемо координати

$$\zeta_J = \frac{d \cdot \frac{a^2 + b^2 + a \cdot b}{6}}{d \cdot \frac{a+b}{2}} = \frac{d \cdot (a^2 + b^2 + a \cdot b)}{6} \cdot \frac{2}{d \cdot (a+b)} = \frac{a^2 + b^2 + a \cdot b}{3 \cdot (a+b)} \quad (5)$$

і

$$\xi_J = \frac{d^2 \cdot \frac{2a+b}{6}}{d \cdot \frac{a+b}{2}} = \frac{d^2 \cdot (2a+b)}{6} \cdot \frac{2}{d \cdot (a+b)} = \frac{d \cdot (2a+b)}{3 \cdot (a+b)}, \quad (6)$$

за якими на рисунку 3 й зображуємо шукану точку J .

Тепер на рисунку 3 розглянемо трапецію, назвавши її, наприклад, $A'B'D'K'$, яка визначає порожнину корпусу I . За отриманими формулами (5) і (6) встановимо положення центра J' мас цієї трапеції як матеріального тіла відповідної форми, враховуючи (після нескладного геометричного аналізу), що трапеція $A'B'D'K'$ має розміри:

$$d' = d - 2 \cdot \delta_1, \quad (7)$$

$$a' = a - \delta_1 - \delta_a = a - \delta_1 - \left(\frac{\delta_1}{\cos \mu} - \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \mu \right) = a - \delta_1 - \frac{\delta_1}{\cos \mu} + \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \mu, \quad (8)$$

$$b' = b - \delta_1 - \delta_b = b - \delta_1 - \left(\frac{\delta_1}{\cos \mu} + \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \mu \right) = b - \delta_1 - \frac{\delta_1}{\cos \mu} - \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \mu, \quad (9)$$

де $\mu = \angle BDE$ – кут уведений в обіг на рисунку 3, з якого очевидно, що

$$\cos \mu = \frac{DE}{BD} = \frac{d}{\sqrt{a^2 + b^2 + d^2 - 2ab}}, \quad (10)$$

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{BE}{DE} = \frac{b-a}{d}. \quad (11)$$

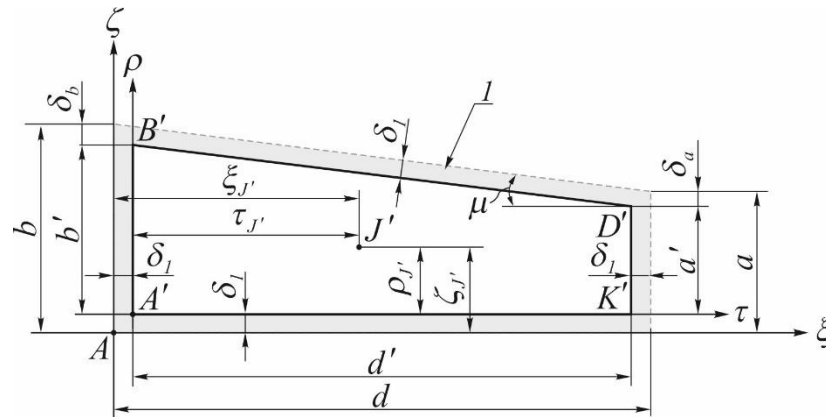


Рисунок 3. До визначення положення центра мас трапеції $A'B'D'K'$
Figure 3. Before determining the position of the center of mass of the trapezoid $A'B'D'K'$

Площа трапеції $A'B'D'K'$

$$A' = d' \cdot \frac{a' + b'}{2} = d \cdot \frac{a + b}{2} - (a + b) \cdot \delta_1 - \left(1 + \frac{1}{\cos \mu} \right) \cdot (d - 2 \cdot \delta_1) \cdot \delta_1,$$

або, урахувавши значення A , матимемо:

$$A' = A - (a + b) \cdot \delta_1 - \left(1 + \frac{1}{\cos \mu} \right) \cdot (d - 2 \cdot \delta_1) \cdot \delta_1. \quad (12)$$

Координати $\rho_{J'}$ і $\tau_{J'}$ точки J' у системі координат $A'\rho\tau$ (рис. 3) дістанемо за формулами (5) і (6), підставляючи в них відповідні значення (7) та (8) і (9) й здійснюючи легітимні тригонометричні перетворення:

$$\rho_{J'} = \frac{(a + b - 2 \cdot \delta_1) \cdot \left[a + b - \delta_1 \cdot \left(2 + \frac{3}{\cos \mu} \right) \right] - (a - \delta_1) \cdot (b - \delta_1)}{3 \cdot \left(a + b - 2 \cdot \delta_1 - 2 \cdot \frac{\delta_1}{\cos \mu} \right)} + \frac{(a - b) \cdot \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \mu + \delta_1^2 \cdot (3 + 4 \cdot \operatorname{tg}^2 \mu)}{3 \cdot \left(a + b - 2 \cdot \delta_1 - 2 \cdot \frac{\delta_1}{\cos \mu} \right)},$$

$$\tau_{J'} = \frac{d' \cdot (2 \cdot a' + b')}{3 \cdot (a' + b')} = \frac{(d - 2 \cdot \delta_1) \cdot \left(2 \cdot a + b - 3 \cdot \delta_1 - 3 \cdot \frac{\delta_1}{\cos \mu} + \delta_1 \cdot \operatorname{tg} \mu \right)}{3 \cdot \left(a + b - 2 \cdot \delta_1 - 2 \cdot \frac{\delta_1}{\cos \mu} \right)}.$$

За отриманими значеннями $\rho_{J'}$ і $\tau_{J'}$ зображуємо точку J' (рис. 3).

Знаючи координати $\rho_{J'}$ і $\tau_{J'}$ точки J' в системі координат $A'\rho\tau$ встановлюємо (рис. 3) координати $\zeta_{J'}$ і $\xi_{J'}$ цієї точки в системі відліку $A\zeta\xi$:

$$\xi_{J'} = \delta_1 + \tau_{J'}, \quad (13)$$

$$\zeta_{J'} = \delta_1 + \rho_{J'}. \quad (14)$$

Тепер встановимо положення центра інерції C_1 безпосередньо корпусу I . Для цього на рисунку 4 зобразимо корпус I й точки J і J' , місцезнаходження яких вже з'ясовано.

Координати ζ_{C_1} і ξ_{C_1} точки C_1 у системі відліку $A\zeta\xi$ знову знайдемо за формулами

$$\zeta_{C_1} = \frac{S_{1\xi}}{A_1} \quad \text{та} \quad \xi_{C_1} = \frac{S_{1\zeta}}{A_1}, \quad (15)$$

де A_1 – площа корпусу I (певна річ, в дійсності A_1 – це площа поперечного перерізу корпусу I вібраційної машини ВП-10; але в умовах розглядуваної схематичної моделі, це площа матеріального тіла I досліджуваної механічної системи); $S_{1\xi}$ і $S_{1\zeta}$ – статичні моменти площі корпусу I відносно осей ξ та ζ відповідно.

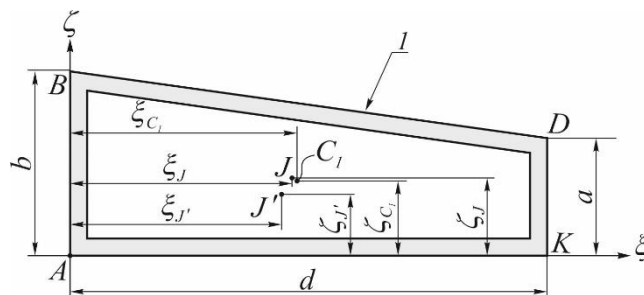


Рисунок 4. До визначення положення центра інерції корпусу I
Figure 4. Before determining the position of the center of inertia of the body I

Площа корпусу I

$$A_1 = A - A' = (a + b) \cdot \delta_1 + \left(1 + \frac{1}{\cos \mu}\right) \cdot (d - 2 \cdot \delta_1) \cdot \delta_1, \quad (16)$$

а її статичні моменти відносно осей ξ та ζ

$$S_{1\xi} = S_{\xi} + S_{\xi'} = d \cdot \frac{a + b}{2} \cdot \zeta_J + A' \cdot \zeta_{J'}, \quad (17)$$

$$S_{1\zeta} = S_{\zeta} + S_{\zeta'} = d \cdot \frac{a + b}{2} \cdot \xi_J + A' \cdot \xi_{J'}, \quad (18)$$

де значення A' , ζ_J , ξ_J , $\zeta_{J'}$ і $\xi_{J'}$ визначають формули (12), (5), (6), (13) і (14) відповідно.

Підставивши значення (16), (17) і (18) в формули (15), знайдемо координати ζ_{C_1} і ξ_{C_1}

Встановимо [10] тепер в формулі (3) значення осьового моменту інерції I_1 . Знову спочатку розглянемо матеріальну пластину у вигляді трапеції $ABDK$ як сукупність матеріальних пластин у вигляді прямокутника $AEDK$ і прямокутного трикутника EBD (рис. 2).

Згідно з [11] осьові моменти інерції прямокутної пластини $AEDK$ (розмірами $d \times a$) та трикутної пластини EBD (з катетами d і $(b - a)$) у системі координат $A\zeta\xi$ відносно їх центральних осей, що проходять перпендикулярно до площини $A\zeta\xi$ через точки J_1 і J_2 відповідно, дорівнюють

$$I_{AEDK}^* = \frac{m_{AEDK} \cdot (d^2 + a^2)}{12} \quad \text{і} \quad I_{EBD}^* = \frac{m_{EBD} \cdot [d^2 + (b - a)^2]}{18}.$$

Осьові ж моменти інерції пластин $AEDK$ і EBD відносно осі, що проходить перпендикулярно до площини $A\zeta\xi$ через точку J визначимо за теоремою Штейнера-Гюйгенса [11]:

$$I_{AEDK} = I_{AEDK}^* + m_{AEDK} \cdot (J_1 J)^2 = \frac{m_{AEDK} \cdot (d^2 + a^2)}{12} + m_{AEDK} \cdot (J_1 J)^2 = m_{AEDK} \cdot \left[\frac{d^2 + a^2}{12} + (J_1 J)^2 \right],$$

$$I_{EBD} = I_{EBD}^* + m_{EBD} \cdot (J_2 J)^2 = \frac{m_{EBD} \cdot [d^2 + (b-a)^2]}{18} + m_{EBD} \cdot (J_2 J)^2 = m_{EBD} \cdot \left[\frac{d^2 + (b-a)^2}{18} + (J_2 J)^2 \right].$$

З рисунка 3 за положеннями векторного числення видно, що у системі відліку $A\zeta\xi$ квадрати відповідних віддалей дорівнюють

$$(J_1 J)^2 = (\xi_1 - \xi_J)^2 + (\zeta_1 - \zeta_J)^2 = \left(\frac{d}{2} - \xi_J \right)^2 + \left(\frac{a}{2} - \zeta_J \right)^2, \quad (19)$$

$$(J_2 J)^2 = (\xi_2 - \xi_J)^2 + (\zeta_2 - \zeta_J)^2 = \left(\frac{d}{3} - \xi_J \right)^2 + \left(\frac{2a+b}{3} - \zeta_J \right)^2, \quad (20)$$

де значення координат ζ_J і ξ_J визначають формули (5) і (6) відповідно.

Оскільки момент інерції тіла є величиною адитивною (тобто момент інерції тіла дорівнює сумі моментів інерції окремих частин цього тіла), то, з урахуванням формул (19) і (20), момент інерції матеріальної пластини у вигляді трапеції $ABDK$ відносно осі, що проходить перпендикулярно до площини $A\zeta\xi$ через точку J , дорівнює

$$I_{ABDK} = I_{AEDK} + I_{EBD} =$$

$$= m_{AEDK} \cdot \left[\frac{d^2 + a^2}{12} + \left(\frac{d}{2} - \xi_J \right)^2 + \left(\frac{a}{2} - \zeta_J \right)^2 \right] + m_{EBD} \cdot \left[\frac{d^2 + (b-a)^2}{18} + \left(\frac{d}{3} - \xi_J \right)^2 + \left(\frac{2a+b}{3} - \zeta_J \right)^2 \right].$$

Тому що у розглядуваному випадкові маси m_{ABDK} , m_{AEDK} і m_{EBD} пропорційні площам трапеції $ABDK$, прямокутника $AEDK$ і трикутника EBD відповідно, то, склавши очевидні пропорції, неважко встановити, що

$$m_{AEDK} = \frac{2 \cdot a}{a+b} \cdot m_{ABDK}, \quad \text{а} \quad m_{EBD} = \frac{b-a}{a+b} \cdot m_{ABDK},$$

з урахуванням чого й після відповідних «спрощень-перетворень» дістаємо:

$$I_{ABDK} = m_{ABDK} \cdot \left\{ \frac{2 \cdot a}{a+b} \cdot \left[\frac{d^2 + a^2}{12} + \left(\frac{d}{2} - \xi_J \right)^2 + \left(\frac{a}{2} - \zeta_J \right)^2 \right] + \right.$$

$$\left. + \frac{b-a}{a+b} \cdot \left[\frac{d^2 + (b-a)^2}{18} + \left(\frac{d}{3} - \xi_J \right)^2 + \left(\frac{2a+b}{3} - \zeta_J \right)^2 \right] \right\}. \quad (21)$$

Момент інерції матеріальної пластини у вигляді трапеції $A'B'D'K'$ у системі відліку $A'rt$ відносно осі, що проходить перпендикулярно до площини $A'rt$ через точку J' (рис. 3), знайдемо, скориставшись отриманою формулою (21), підставляючи в яку необхідні величини, що визначають отримані вище відповідні формули, дістанемо:

$$I_{A'B'D'K'} = m_{A'B'D'K'} \cdot \left\{ \frac{2 \cdot a'}{a' + b'} \cdot \left[\frac{(d')^2 + (a')^2}{12} + \left(\frac{d'}{2} - \tau_{J'} \right)^2 + \left(\frac{a'}{2} - \rho_{J'} \right)^2 \right] + \frac{b' - a'}{a' + b'} \cdot \left[\frac{(d')^2 + (b' - a')^2}{18} + \left(\frac{d'}{3} - \tau_{J'} \right)^2 + \left(\frac{2 \cdot a' + b'}{3} - \rho_{J'} \right)^2 \right] \right\}. \quad (22)$$

Застосовуючи теорему Штейнера-Гюйгенса [8] і враховуючи адитивність моменту інерції тіла та те, що в розглядуваному випадкові масу матеріального тіла у вигляді трапеції $A'B'D'K'$ необхідно приймати від'ємною, осьовий момент інерції I_1 корпусу I відносно осі, що проходить через точку C_1 , знайдемо у вигляді суми:

$$I_1 = I_{ABDK} + m_{ABDK} \cdot (C_1J)^2 - I_{A'B'D'K'} - m_{A'B'D'K'} \cdot (C_1J')^2. \quad (23)$$

З рисунка 4 неважко бачити, що

$$(C_1J)^2 = (\xi_{C_1} - \xi_{J'})^2 + (\zeta_{C_1} - \zeta_{J'})^2 \quad \text{і} \quad (C_1J')^2 = (\xi_{C_1} - \xi_{J'})^2 + (\zeta_{C_1} - \zeta_{J'})^2, \quad (24)$$

де значення координат ζ_{C_1} і ξ_{C_1} , ζ_J , ξ_J , $\xi_{J'}$ і $\zeta_{J'}$ визначають формули (15), (5), (6), (13) і (14) відповідно.

Встановимо співвідношення між масами m_1 , m_{ABDK} і $m_{A'B'D'K'}$, які відповідно пропорційні площам A_1 корпусу I , A трапеції $ABDK$ і A' трапеції $A'B'D'K'$, через що

$$m_{ABDK} = m_1 \cdot \frac{A}{A_1} = m_1 \cdot \frac{d \cdot (a + b)}{2 \cdot A_1} \quad \text{і} \quad m_{A'B'D'K'} = m_1 \cdot \frac{A'}{A_1}, \quad (25)$$

де значення площ A_1 і A' визначають формули (16) і (12) відповідно.

Підставляючи значення, які визначають формули (21), (24), (22) і (25), у формулу (23), отримуємо остаточне шукане значення осьового моменту інерції I_1 . Якщо звернути увагу на те, що після зазначеної процедури підставляння, кожен доданок отриманої формули буде містити спільний множник m_1 , який можна винести за дужки, й позначити відповідну суму, що опиниться у дужках після винесення m_1 , через i_1^2 , то можна дістати формулу осьового моменту інерції I_1 корпусу I відносно осі його миттєвого обертання у вигляді:

$$I_1 = m_1 \cdot i_1^2 = \text{const}, \quad (26)$$

де згідно з [8] i_1 – це радіус інерції корпусу I відносно його центральної осі.

5. Висновки.

1) У даній роботі розв'язано задачу визначення положення центра мас корпусу C_1 , а також його осьового моменту інерції I_1 відносно осі миттєвого центру обертання, що проходить через задану точку C_1 вібраційної машини ВП-10. Отримані результати є важливими для подальших розрахунків кінетичних характеристик руху вібраційної машини та можуть бути використані для оптимізації динамічних параметрів цієї машини.

2) Встановлено, що у виведених залежностях (4) ÷ (26) всі параметри є константами, що визначаються через чотири основні геометричні характеристики корпусу: лінійні розміри d , a , b та δ_1 , що враховує конструктивні вібраційної машини ВП-10. Отримані математичні вирази дозволяють здійснювати точні розрахунки механічних параметрів конструкції та забезпечують основу для подальших досліджень, спрямованих на вдосконалення робочих режимів вібраційних машин.

Список використаних джерел:

1. Будівельна техніка: підручник / О.Г. Онищенко, В.О. Онищенко. Б.О. Коробко, В.В. Вірченко / За ред. В.О. Онищенка. – К.: Кондор-Видавництво, 2017. – 416 с.
2. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії / І.І. Назаренко. – Навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2007. – 230с ISBN 978-966-627-134-7.
3. Сукач М.К. Будівельна техніка: навчальний посібник / М.К. Сукач, І.В. Ніколенко, О.Ю. Вольтерс. – Київ Сімферополь: КНУБА – НАПКС, 2010. – 296 с.
4. Zhyhylii S.M. Mathematical model of the dynamic action of the controlled vibration exciter on the processed medium of mixer with toroidal working container / S.M. Zhyhylii, M.O. Kharchenko, J.O. Katella // International Journal of Engineering & Technology. 2018. Vol. 7, No. 3.2. Pp. 478–485. DOI: 10.14419/ijet.v7i3.2.14576
5. Васильєв О.С., Яковенко А.М. Вібраційна машина для підготовки та ущільнення поверх-хонь. Технічні науки та технології, 2023. № 4 (34), С. 52–60. [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2023-4\(34\)-52-60](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2023-4(34)-52-60)
6. Morin D. Introduction to Classical Mechanics: With Problems and Solutions / David Morin. – Cambridge University Press; 1st edition, 2008. – 734 p. ISBN-10: 0521876222
7. Яковенко А. М., Васильєв О. С. Визначення щільності поверхні, яка піддається впливу різними робочими органами вібраційної плити ВП-10. Technology Audit and Production Reserves, 2024 4(1(78)), 26–31. <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2024.310802>
8. Seely F. Analytical mechanics for engineers / Fred B. Seely, Newton E. Ensign. – Chapman & Hall, Limited, New York, London; 3d ed., rewritten View all formats and editions, 1941. – 488 p.
9. Павловський М.А. Теоретична механіка: підручник / М.А. Павловський. – К.: Техніка, 2002. – 512 с.
10. Жигилій С.М. Кінематика точки: курс лекцій з дисципліни «Теоретична механіка» для студентів технічних спеціальностей усіх форм навчання / С.М. Жигилій. – Полтава : ПолтНТУ, 2024. – 194 с.
11. Beer F. Vector mechanics for engineers: statics and dynamics, tenth edition / Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston, Jr., David F. Mazurek, Phillip J. Cornwell – New York: McGraw-Hill Companies, Inc.,

References:

1. Onyshchenka, V. O. (2017). *Budivelna tekhnika* [Construction Machinery]. Kyiv: Kondor-Vydavnytstvo Publ., 416 pp.
2. Nazarenko, I. I. (2007). *Vibratsiyni mashyny i protsesy budivel'noyi industriyi* [Vibration Machines and Processes of the Construction Industry]. Kyiv: KNUBA, 230 pp. ISBN 978-966-627-134-7.
3. Sukach, M. K. (2010). *Budivelna tekhnika: navchalnyi posibnyk* [Construction Engineering: Textbook]. Kyiv-Simferopol: KNUBA – NAPKS, 296 pp.
4. Zhyhylii, S. M. (2018). Mathematical model of the dynamic action of the controlled vibration exciter on the processed medium of mixer with toroidal working container. *International Journal of Engineering & Technology*, 7(3.2), 478–485. <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i3.2.14576>.
5. Vasyliiev O., Yakovenko A. (2023) Vibrating machine for surface preparation and sealing. *Technical sciences and technologies*. №4 (34), 52–60pp. [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2023-4\(34\)-52-60](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2023-4(34)-52-60).
6. Morin, D. (2008). *Introduction to classical mechanics: With problems and solutions* (1st ed.). Cambridge University Press. ISBN-10: 0521876222
7. Yakovenko A., Vasyliiev O. (2024) Determination of the density of the surface which is exposed to various working bodies of the vibration plate VP-10. *Technology Audit and Production Reserves*, 4(1(78)), 26– 31pp. <https://doi.org/10.15587/2706-5448.2024.310802>
8. Seely, F. B., & Ensign, N. E. (1941). *Analytical mechanics for engineers* (3rd ed., rewritten). Chapman & Hall, Limited.
9. Pavlovsky, M. A. (2002). *Theoretical mechanics*. Tekhnika.
10. Zhyhylii, S. M. (2024). *Kinematics points: Course of lectures on the discipline "Theoretical Mechanics"*. PoltNTU.
11. Beer, F. P., Johnston, E. R., Mazurek, D. F., & Cornwell, P. J. (2019). *Vector mechanics for engineers: Statics and dynamics* (10th ed.). McGraw-Hill Education.

УДК 621.9

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0510>

¹**Mykola Nesterenko,**

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Industrial Engineering and Mechatronics, <https://orcid.org/0000-0002-4073-1233>, e-mail: nesterenkonikola@gmail.com

¹**Yurii Tikan,**

Postgraduate student, <https://orcid.org/0009-0007-5547-1693>, e-mail: spaceagroteam@ukr.net

¹**Tetiana Nesterenko,**

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Industrial Engineering and Mechatronics, <https://orcid.org/0000-0002-2387-8575>, e-mail: poltava.tanya.nesterenko@gmail.com

²**Anna Anishchenko,**

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Automation and Computer-Integrated Technologies, <https://orcid.org/0000-0002-3411-0385>, e-mail: aanishchenko@ukr.net

¹National University «Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic», Pershotravneva Avenue 24, Poltava, 36011, Ukraine

²O. M. Beketov National University of Urban Economy in Kharkiv, 17, Chornoglazivska Street, Kharkiv, 61002, Ukraine

ВІБРАЦІЙНІ КОНВЕЄРИ, ОСОБЛИВОСТІ БУДОВИ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ

АНОТАЦІЯ. У статті розглянуто конструктивні особливості, принципи роботи та переваги сучасних вібраційних транспортерів і конвеєрів, що застосовуються для транспортування сипких матеріалів у промисловості. Проаналізовано вплив різних конструктивних рішень на ефективність роботи обладнання, зокрема використання самобалансних вібраторів, напрямлених коливань та адаптивних систем регулювання потужності. Окрему увагу приділено питанням енергоефективності, довговічності та мінімізації експлуатаційних витрат. Розглянуто перспективи розвитку технологій транспортування матеріалів, зокрема впровадження інноваційних рішень у конструкції вібраційних конвеєрів для підвищення продуктивності та оптимізації витрат виробництва.

Ключові слова: вібраційний транспортер, інерційний транспортер, самобалансний вібропривід, енергоефективність, транспортування сипких матеріалів, промислові конвеєри, буровий шлам.

VIBRATORY CONVEYORS: DESIGN FEATURES AND OPERATION

ABSTRACT. The article examines the structural features, operating principles, and advantages of modern vibratory transporters and conveyors used for transporting bulk materials in industry. The impact of various design solutions on equipment efficiency is analyzed, particularly the use of self-balancing vibra-

tors, directed oscillations, and adaptive power control systems. Special attention is given to energy efficiency, durability, and the minimization of operational costs. The prospects for the development of material transportation technologies are considered, including the implementation of innovative solutions in vibratory conveyor design to enhance productivity and optimize production costs.

Keywords: *vibratory transporter, inertial transporter, self-balancing vibration drive, energy efficiency, bulk material transportation, industrial conveyors, drilling mud.*

1. Problem statement. Modern industrial enterprises are constantly faced with the need to increase the efficiency of transporting bulk materials, optimize production processes and reduce operating costs. Traditional mechanical conveyors, despite their reliability, have a number of disadvantages, including high energy consumption, significant wear of working elements and difficulty in maintenance.

Vibrating conveyors and conveyors offer a number of advantages, including uniform material movement, the ability to operate in difficult conditions, and reduced structural stress. However, there are also certain technical challenges, such as the dependence of the amplitude of oscillations on the load, the need for precise balancing of the system, and the impact of vibrations on supporting structures.

One of the key issues is the selection of the optimal design of a vibrating conveyor depending on the operating conditions and material characteristics. Factors such as the type of drive, frequency characteristics of vibrations, method of fastening and damping, as well as the possibility of integration into existing process lines must be taken into account.

Thus, the current task is to research and improve the designs of vibrating conveyors to ensure their high productivity, reduce energy consumption, and increase durability when transporting bulk materials in various industries.

2. Analysis of publications on the research topic. The transportation of bulk materials by mechanical means is a key stage in many production processes, which determines the efficiency and productivity of industrial systems. Studies of theoretical and applied aspects of this process [1–4, 7–8] allow us to generalize modern methods of designing equipment intended for the transportation of bulk cargoes. However, despite a significant number of scientific developments, there is still no single systematized theory that would comprehensively describe all the mechanisms and patterns of the movement of bulk materials [6–8].

One of the common approaches to the analysis of the transportation process is the probabilistic theory, which is based on modeling the motion of individual grains along the transporting surface [3–8]. Within the framework of this approach, it is assumed that a spherical grain interacts with the conveyor surface according to probabilistic laws, and its initial parameters determine the further trajectory of motion [7–8].

Current research in this area focuses on the influence of geometric parameters of conveying surfaces on the efficiency of material movement. The determining factors are the shape of the surface, the amplitude and frequency of vibrations, and the angle of inclination of the working plane. It has been established that the optimization of these parameters allows to increase the speed of conveying and ensure the uniformity of the material flow. Further development of scientific approaches in this area is aimed at improving existing technological solutions and creating new designs of conveying systems capable of ensuring high productivity and reliability of operation in modern production conditions.

3. Purpose and objectives of the study. The purpose of the article is to analyze and optimize the designs of vibrating conveyors to increase the efficiency of transporting bulk materials, reduce energy consumption and increase the durability of the equipment. The study considered existing designs of conveyors, identified the main factors affecting their efficiency and energy consumption, developed a method for calculating dynamic characteristics, and analyzed the influence of design parameters on the performance and reliability of the system. The task of the study is to analyze the design features of vibrating conveyors, assess their efficiency and reliability, and develop recommendations for optimization to increase productivity and reduce energy consumption.

4. Analysis of modern approaches to the transportation of bulk materials by vibrating conveyors

Vibrating flat conveying devices are characterized by a wide range of design solutions and methods of excitation of vibrations (Fig. 1).

In modern production, the most common are gyration (eccentric) and inertial vibrating conveyors. The latter, depending on the nature of the oscillations, are divided into devices with non-directional (in particular circular) oscillations and models with directional oscillations, known as self-balancing conveyors.

The main function of vibrating conveyors is to move and sort materials by size during the transportation process. The trajectory of movement, amplitude and nature of vibrations are determined by the dynamic characteristics of the system, which depend on the coercive force generated by the drive, the mass of the moving elements, the number and properties of the elastic elements, as well as their location in the structure.

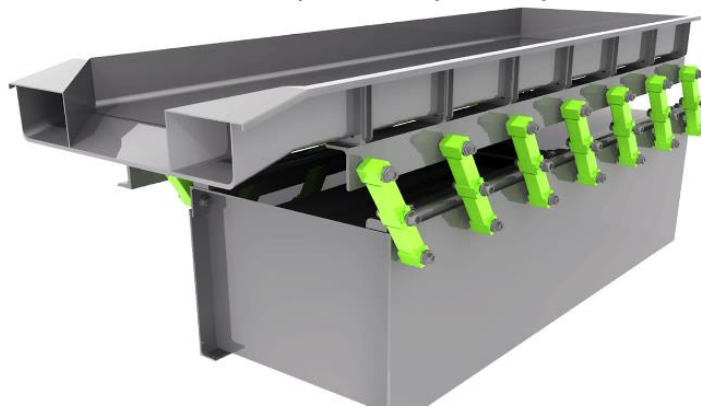


Fig. 1. Vibrating conveyor

The movement of material in vibrating conveyors is provided by the oscillatory movement of the moving part of the frame. Such devices are used for transporting and sorting lumpy and loose materials, separating the solid phase pulp into fractions of different sizes through calibrated holes in the transporting surface, removing moisture from the material, as well as for combined operations, such as washing the material with subsequent separation of small particles and their dehydration. Structurally, vibrating conveyors have much in common with vibrating screens, which is explained by the similarity of the principle of their operation.

Due to their wide functionality, vibrating conveyors are actively used in various industries. In the mining sector, they are used for transporting and segmenting materials before crushing, washing before enrichment in difficult environments, cleaning suspensions and dewatering enriched products. In the mining, chemical and coal industries, these devices provide sorting of products such as coal, crushed stone or sand-gravel mixtures before their shipment to end consumers. In metallurgy, vibrating conveyors are used to separate small particles unsuitable in size from the composition of raw pellets, as well as for re-sorting after their firing. The productivity of such installations is selected in accordance with the requirements of a specific production, and the transportation efficiency reaches 95%.

Various design schemes and excitation mechanisms of vibrating conveyors are shown in Fig.2.

Comparing flat vibrating conveyors with other types of similar equipment, we can note their lower weight and more compact dimensions with the same productivity. Higher efficiency is achieved due to the constant involvement of the entire conveyor plane in the transportation process and the active phase of throwing the material, which improves its uniform distribution and movement.

The design of the working surface of vibrating conveyors is presented in various options, which are shown in Figure 3.

Vibrating conveyors are widely used in various branches of mechanical engineering due to the high requirements for quality and reliability, which are mandatory for equipment of this type. The specifics of the design of these conveyors, based on the principle of dynamic excitation of vibrations, imposes special requirements on their operational characteristics. The main indicators that determine the quality and reliability of vibrating conveyors are the stability of the system, the coefficient of the coercive force and the balance of the structure.

Among the various types of vibrating conveyors, inertial conveyors have gained the greatest popularity in the modern non-metallic materials industry. Due to their simple design, high reliability and cost-effectiveness, these devices are gradually replacing alternative options. Inertial conveyors demonstrate high performance and stability even under difficult operating conditions, which makes them an ideal choice for intensive production processes.

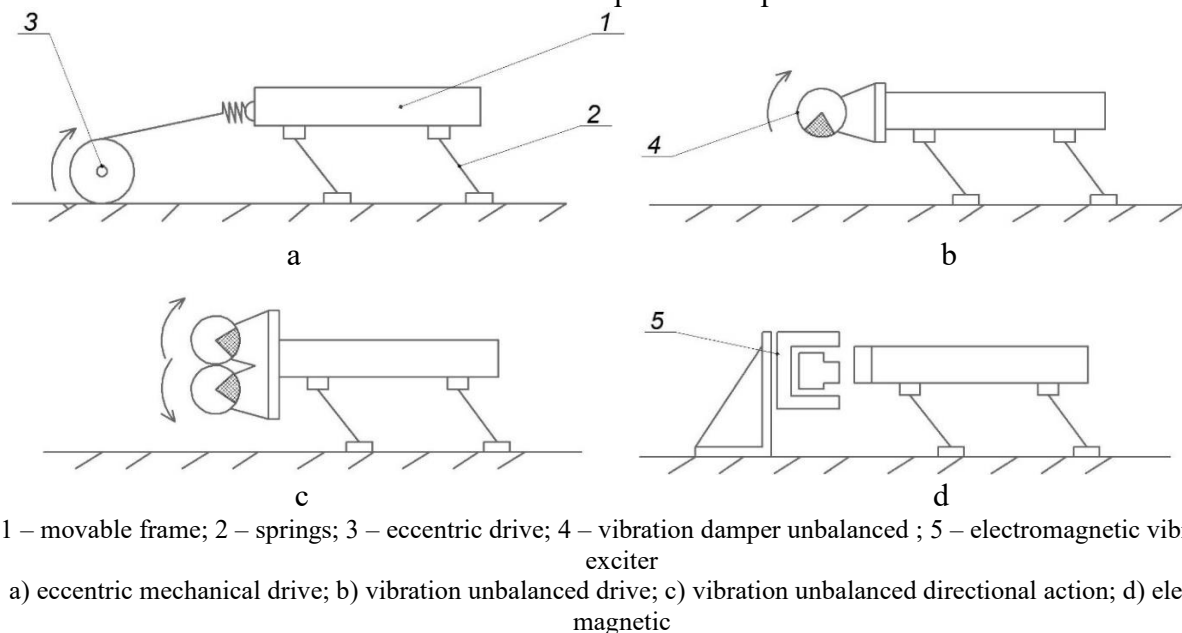


Fig. 2. Structural diagrams and excitation elements of vibrating conveyors

The design features of inertial conveyors also ensure minimal maintenance requirements, which, in turn, reduces equipment operating costs. Due to their versatility, inertial conveyors are able to move materials of various fractions, which makes them indispensable in the mining, construction and metallurgical industries.

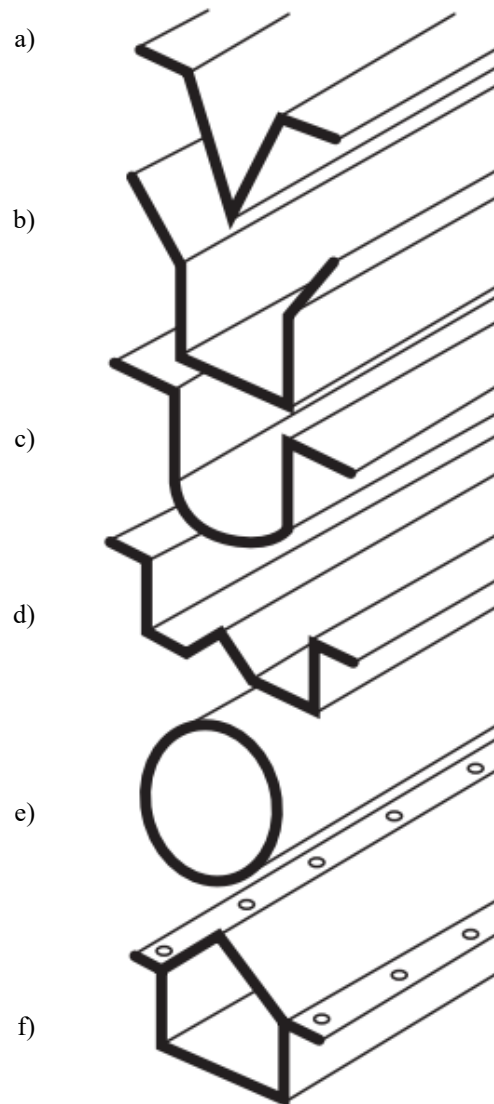
The use of inertial vibrating conveyors at enterprises allows not only to optimize production processes, but also to significantly reduce equipment maintenance costs, thus increasing overall work efficiency.

In the conditions of constantly increasing standards of environmental friendliness and productivity of production processes, conveyors remain important components in material transportation systems. In particular, in the operation of inertial conveyors with simple unbalanced vibrators, the geometric axis of the shaft together with the housing describes a cylindrical trajectory in space, which negatively affects the transportation process. This leads to uneven distribution of materials, increased wear of structural elements and a decrease in the efficiency of power transmission systems, in particular V-belt drives.

Alternatively, horizontal inertial conveyors with directional oscillations are used, which provide significant advantages due to the use of mounted vibrators. These mechanisms ensure directional movement of the conveyor body, which, in turn, contributes to the uniform movement of materials along the conveying surface.

Self-balancing conveyors have found wide application in production environments where space is limited, for example, in mobile crushing and screening plants or specialized technological schemes that require high accuracy and efficiency of operations. Their productivity can reach 160 tons per hour with a transportation efficiency coefficient of 90%. Fig. 4-5 show technological processes in which vibrating conveyors are used[5].

The main disadvantage of self-balancing conveyors is the complexity of their design, which leads to an increase in production costs and complicates maintenance. However, these disadvantages are compensated by a number of significant advantages. Among them, it is worth noting the reduced level of vibrations, high accuracy of material sorting and stable operation even in extreme operating conditions. Thanks to these characteristics, self-balancing conveyors become indispensable in production processes, where there are high requirements for reliability and minimization of operating costs. They are actively used in the construction, mining and chemical industries for transporting materials in difficult conditions.



a) v-shaped, b) flanged, c) rectangular with rounded bottom, d) rectangular with stiffening rib, e) tubular, f) rectangular with covered top

Fig. 3. Types of working surface of vibrating conveyors

However, inertial conveyors have a common drawback: the dependence of the amplitude of oscillations on the load level. When starting or stopping such devices, a sudden increase in the amplitude of oscillations of the box is observed. This creates additional dynamic loads, which, in turn, requires the installation of special foundations to protect building structures and elements of the transport system from these loads.

Despite these limitations, the numerous advantages of inertial conveyors make them popular among users. Simple design, low repair costs, high reliability in operation and efficiency of technical indicators have allowed these devices to occupy a stable position in the market. They have become an integral part of production processes in the mining, construction, metallurgical and agro-industrial sectors.

Today, the market offers a wide range of inertial conveyors with various design features, which allows you to choose the optimal solution for any operating conditions. Models with an average screening area are especially popular, such as conveyors of the Derrick and Smico series with vertical or circular oscillations, as well as Midwestern devices (USA).



Fig. 4. Technological process of transporting parts using a vibrating conveyor



Fig. 5. Technological process of transporting and dosing blanks

Midwestern models have a number of unique advantages, including low vibration levels on supporting structures, environmental friendliness, ease of maintenance, and the ability to be equipped with additional systems such as water spray or screen heating. The productivity of these conveyors is within 100 m³/h, which makes them universal for transporting and sorting various materials. The Midwestern model, equipped with a multivibrator and a parallel-arc arrangement of sieve tiers, deserves special attention. This technical solution significantly increases the efficiency of transport operations and sorting materials, while reducing energy consumption. Thanks to these characteristics, conveyors of this design are gaining popularity in industry, in particular in conditions of high requirements for productivity and energy efficiency.

Modern inertial conveyors perform much more than just moving materials. They actively contribute to increasing the overall efficiency of production processes, which allows to reduce operating costs and strengthen the competitiveness of enterprises. This is achieved by integrating several different conveyors into a single system that optimizes all stages of material transportation and sorting.

One of the most common types of conveyors is the horizontal self-balancing model with a large screening area. Their capacity ranges from 80 to 400 m³/h, which provides an efficiency of up to 96%. These conveyors are particularly effective in sorting materials, as they require less height for installation in industrial premises. They are widely used for transporting and dewatering commodity materials, which makes them indispensable in various industries. A vivid example of such equipment is the products of the Chinese company WUXI CHANGRONG (Fig. 6), which has established itself on the market due to the high reliability and efficiency of its transport solutions.



Fig. 6. GZG200 vibrating conveyor

In modern industry, there is a growing demand for high-speed sorting machines operating on NSS (Non-Segregated Sorting) technology. Screening). One example is the solution of the company *Derrick*, which implements the principle of uneven load distribution on the screen: the initial part has a greater angle of inclination than the final one. This design provides high sorting efficiency and a significant reduction in energy consumption, which makes these systems optimal for production with increased requirements for productivity and energy efficiency.

The use of such technological solutions allows to significantly increase productivity and reduce operating costs during the transportation of materials. This contributes to the increase in the overall cost-effectiveness of production and its competitiveness. In particular, resonant conveyors have found wide application abroad in the movement of coal, ores, crushed stone, anthracite, sand-gravel mixtures and other bulk materials. They demonstrate productivity up to 300–350 t/h with a transportation efficiency coefficient of 90–96%. In the EU countries, such systems are used less often, mainly in the coal industry. Their main advantage is the increased efficiency of

engine power compared to other types of vibration devices. The production of resonant conveyors is carried out under licenses of American, Japanese and Italian companies.

Special attention is paid to conveyors of the Austrian company *L. Binder*, which are distinguished by high reliability and long service life. Analysis of the main types of conveyors for working with non-metallic materials allows us to determine the prospects for the development of the industry and ways to improve transportation methods. The main criteria for evaluating such systems remain productivity, efficiency of material movement and the degree of contamination of the upper layers of the bulk mass. Only some models of conveyors are equipped with mechanisms for regulating the speed of material movement using controlled oscillations.

Among the innovative developments, it is worth noting the modular vibrating conveyors *BRUKS SIWERTELL GROUP*, which are characterized by high efficiency and versatility in transporting and processing bulk materials of various fractions, including large-sized and long elements of processed wood. In particular, the *CV330 conveyor (Figure 7)* is widely used for transporting wood, which is confirmed by its practical use in relevant production processes.



Fig. 7. CV330 Vibrating Conveyor

The design of vibrating conveyors ensures a consistently high transport speed even under significant dynamic loads. Such devices can be integrated into complex production lines and adapt to changing operating conditions. One of the effective solutions is their combination with *Bruks sorting screens*, which ensures high-quality separation of large and small particles of material directly during the transport process. In some cases, this eliminates the need for separate sorting units, which increases the versatility of the system.

Vibrating conveyors are widely used in conjunction with horizontal chippers and are compatible with gravity-fed systems. In addition, they can be equipped with built-in metal detectors or heating elements, which significantly expands their functionality. This is especially important for operation in low temperature conditions or increased requirements for raw material purity control.

The main applications of such conveyors include the sawmill and pulp and paper industries, as well as bioenergy facilities. They are available in light, medium and heavy duty designs, allowing them to transport a wide range of materials: from logs and boards to wood scraps, shavings, sawdust and bark.

One of the key advantages of these systems is the ability to transport different materials in parallel without mixing them, which makes them indispensable in modern production processes with high demands on selective movement of raw materials.

Each vibratory conveyor can be adapted to specific operating conditions to achieve maximum efficiency and optimal technical characteristics. For example, the use of guide fins in the bottom of the chute promotes correct orientation of the material, which is especially important when shredding short wood waste (Figure 8-9).

Vibrating conveyors are characterized by low operating costs due to the design in which the tray is supported by springs driven by a crankshaft and one or more connecting rods. The use of steel or fiberglass springs ensures high durability of the system and minimizes the need for maintenance. Reinforced mountings contribute to smooth starting and stopping of the equipment, which increases overall reliability of operation.

By distributing the material evenly over the conveying surface, the vibratory motions minimize shock loads, preventing damage to the raw material. The design of the conveyors can be balanced or unbalanced depending on the budget requirements and the type of foundation. Concrete bases or built-in counterweights are used to compensate for dynamic loads.



Fig. 8. Transportation of waste from wood processing enterprises [3]



Fig. 9. Transportation and sorting of waste from wood processing enterprises [3]

Due to their high versatility, durability and energy efficiency, vibratory conveyors are the optimal solution for transporting materials in various industries. Their use ensures maximum efficiency of transport operations with minimal maintenance costs.

6. Conclusions. As a result of the study, it was found that vibrating conveyors, due to their structural simplicity and versatility, are effective and reliable solutions for transporting materials in various industries. The use of inertial conveyors with self-balancing vibrators significantly increases the stability and productivity of work, reducing the level of vibrations and improving the sorting of materials. However, their complexity and cost of production can be significant limitations for use in some conditions. The choice of the optimal type of conveyor depends on the specific requirements of the production process, in particular, on the required productivity, sorting efficiency and energy consumption. Further improvement of the designs of vibrating conveyors and the introduction of innovative technologies will reduce maintenance costs and increase the competitiveness of enterprises.

References:

1. Korendiy, V. M., Gavrilchenko, O. V., & Shenbor, V. S. (2018). Vibrating transport and handling conveyors for packaging equipment. *Bulletin of the National University "Lviv Polytechnic". Series: Optimization of Production Processes and Technical Control in Mechanical Engineering and Instrument Making*, (891), 35–41.
2. Lanets, O. S. (2008). Highly efficient interresonant vibration machines with electromagnetic drive: Theoretical foundations and practice of creation (Monograph). Lviv: Publishing House of the National University "Lviv Polytechnic", 324 p.
3. Bruks Siwertell. (n.d.). Vibrating conveyors ensure efficient, multi-functional material handling. Retrieved May 9, 2025, from <https://bruks-siwertell.com/conveying/vibrating-conveyor>.
4. General Kinematics. (n.d.). Vibrating transfer conveyors. Retrieved May 9, 2025, from <https://www.generalkinematics.com/product/vibrating-transfer-conveyors/>
5. Vibrotech Engineering S.L. (n.d.). Vibrating conveyors. Retrieved May 9, 2025, from <https://vibrotech-eng.com/en/products/vibrating-conveyors/>
6. Zhang, X., Wen, B., & Zhao, C. (2016). Theoretical study on synchronization of two exciters in a nonlinear vibrating system with multiple resonant types. *Nonlinear Dynamics*, 85(1), 141–154. <https://doi.org/10.1007/s11071-016-2672-9>.
7. Cieplik, G. (2024). Influence of vibrator conveyor design parameters on the trough motion and the self-synchronization of inertial vibrators. *Open Engineering*, 14(1), Article 20220434. <https://doi.org/10.1515/eng-2022-0434>.
8. Czubak, P. (2011). Equalization of the transportation speed in a new two-way vibrator conveyor. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 11, 53–63.

УДК 667.1

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0511>

¹Іван Назаренко,

доктор технічних наук, професор кафедри Машин і обладнання технологічних процесів,
<https://orcid.org/0000-0002-1888-3687>, e-mail: nazarenko.ii@knuba.edu.ua

¹Олександр Дьяченко,

кандидат технічних наук, доцент кафедри Машин і обладнання технологічних процесів,
<https://orcid.org/0000-0001-8199-2504>, e-mail: diachenko.os@knuba.edu.ua

²Микола Нестеренко,

кандидат технічних наук, доцент кафедри Галузевого машинобудування та мехатроніки,
<https://orcid.org/0000-0002-4073-1233>, e-mail: nesterenko.mm@nupp.edu.ua

¹Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури, просп. Повітряних сил 31, м. Київ, 03037, Україна

²Національний Університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», просп. Віталія Гриценка 24, м. Полтава, 36011, Україна

АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННОГО РОЗЧИНУ І ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ ДЕБАЛАНСНОГО ВІБРОЗБУДНИКА ЗІ ЗМІННИМИ ПАРАМЕТРАМИ

АНОТАЦІЯ. Широке розповсюдження збірних залізобетонних виробів у будівництві пояснюється високою їх якістю, зниженою витратою армувальних елементів, а також швидкістю зведення будівель на будмайданчику при різноманітних погодних умовах. У технологічному процесі виготовлення плоских залізобетонних конструкцій (ЗБК) на заводах необхідно виконувати операції ущільнення і формування бетонних розчинів у формах. Завдяки цим операціям відбувається витіснення повітря і зайвої рідини, а також заповнення усіх пустот форми розчином, що в результаті позитивно впливає на несучу здатність виробу, його довговічність і якість зовнішніх поверхонь. Найбільш широко розповсюдженим способом ущільнення і формування розчину є його вібраційне об'ємне з використанням різних конструкцій вібраційних установок. Наразі все більш важливим для конкурентоздатності на ринку є використання гнучких універсальних ліній, на яких можна виконувати виробництво виробів різних як за формою і розмірами, а також з розчинів різних за щільністю, пористістю і наповненням. Через це розробка вібраційних машин з адаптивними (змінними) параметрами є завданням актуальним. В роботі виконано аналіз параметрів, які чинять вплив на величину амплітуди коливань системи «вібраційна машина – робоче середовище» у процесі ущільнення бетонних розчинів. Визначено вплив на амплітуду коливань величини коефіцієнта втрат енергії на ущільнення для розчинів у формі з малою висотою. Виявлено, що для забезпечення амплітуд коливань у визначених технологією межах є доцільним виконувати регулювання величини змушувальної сили. Наведено функціональну схему автоматизації вібромайданчика. Розроблено принципову схему механізму зміни статичного моменту маси дебалансів за рахунок зведення або розведення половинок дебаланса з допомогою сервоприводу, що має на меті забезпечити можливість регулювання величини змушувальної сили, яка генерується віброзбудниками.

Ключові слова: статичний момент мас, дебаланс, віброзбудник, віброущільнення, бетонний розчин, амплітуда коливань, частота коливань

ANALYSIS OF PARAMETERS OF THE CONCRETE MORTAR COMPACTION PROCESS AND JUSTIFICATION OF THE DESIGN OF UNBALANCE VIBRATOR WITH VARIABLE PARAMETERS

ABSTRACT. The widespread use of prefabricated reinforced concrete products in construction is due to their high quality, reduced consumption of reinforcing elements, as well as the speed of construction of buildings on the construction site under various weather conditions. In the technological process of manufacturing flat reinforced concrete structures (RCS) at factories, it is necessary to perform operations of compaction and formation of concrete solutions in molds. Thanks to these operations, air and excess liquid are displaced, as well as filling all voids of the mold with solution, which as a result has a positive effect on the bearing capacity of the product, its durability and the quality of external surfaces. The most widespread method of compaction and formation of the solution is its vibration volumetric using various designs of vibration installations. Currently, the use of flexible universal lines, on which it is possible to produce products of different shapes and sizes, as well as from solutions of different densities, porosity and filling, is increasingly important for competitiveness in the market. Because of this, the development of vibration machines with adaptive (variable) parameters is a relevant task. The work analyzes the parameters that affect the amplitude of oscillations of the system "vibration machine - working environment" in the process of compaction of concrete solutions. The influence of the coefficient of energy loss on compaction for solutions in a form with a small height on the amplitude of oscillations is determined. It was found that to ensure the amplitude of oscillations within the limits specified by the technology, it is advisable to adjust the magnitude of the force. A functional diagram of the automation of the vibration installation is presented. A schematic diagram of the mechanism for changing the static moment of the mass of unbalances by bringing together or spreading the halves of the unbalance using a servo drive has been developed, which aims to provide the ability to adjust the magnitude of the force generated by vibrator.

Keywords: static moment of mass, unbalance, vibrator, vibration compaction, concrete mortar, vibration amplitude, vibration frequency

1. Постановка проблеми. У результаті бойових дій станом на кінець весни 2023 року було суттєво пошкоджено або повністю зруйновано понад 170 тисяч будівель[1]. Потреба у будівництві нових будівель, відновленні, ремонті або реставрації пошкоджених буде зростати з часом, тому виготовлення сучасних і якісних будівельних матеріалів і виробів промисловістю України є важливою[9]. Згідно результатів опитувань експертів виявлено, що найбільшого розвитку отримають два сектори – будівельні підприємства та військово-промислові комплекси.

У технологічних процесах виробництва будівельних матеріалів і виробів, а також у суміжних процесах широкого використання отримали процеси із залученням вібраційної дії[2]. Технологічні процеси у свою чергу складаються з переліку різних видів операцій, які необхідні для його виконання. До таких видів операцій відносять основні, обслуговуючі і допоміжні.

Вібраційна дія поширена як в основних операціях (сортування сипких матеріалів, дроблення гірської породи, ущільнення бетону тощо) так і в обслуговуючих(інтенсифікація розвантаження вантажних ємностей, переміщення сипких матеріалів тощо).

При виготовленні бетонних виробів і конструкцій (стін і перекриттів) в заводських умовах, операції інтенсифікації розміщення бетону у формі(формування), а також витіснення повітря і зайвої рідини (ущільнення) є одними із найбільш відповідальних[3]. З усіх способів ущільнення і формування найбільшого розповсюдження отримав спосіб об'ємного вібраційного ущільнення на вібраційних майданчиках.

Сучасні конструкції вібромайданчиків повинні задовольняти умовам їх високої надійності і ремонтпридатності, низької енергоємності процесу, а також забезпечувати необхідну амплітуду і частоту коливань при ущільненні і формуванні бетонних розчинів з різними реологічними параметрами(маса, щільність) і бути швидко-налагоджуваними для виготовлення виробів різної форми і розмірів, а також внутрішнього наповнення. Це дозволяє використовувати меншу кількість технологічних ліній при виготовленні широкого

переліку номенклатури виробів і збільшує конкурентоздатність підприємства на ринку. Для дотримання якості виконання процесу ущільнення і формування необхідно розробляти конструкції вібромайданчиків, які мають змінні у часі параметри.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій. У бетонному розчині між окремими частинками наповнювача і цементним клеєм/тістом, що входять у його склад, виникають зв'язки, через що розчин має внутрішнє тертя(в'язкість)[3,8]. Вібраційне ущільнення бетонного розчину пов'язано з переходом останнього у стан підвищеної текучості[4]. Під дією вібрації зв'язки між частинками порушуються і в'язкість розчину знижується, що і дозволяє частинкам розміститися більш компактно за рахунок сил тяжіння і динамічних сил. При цьому повітря і зайва рідина, що знаходиться між частинками, витискується вгору з розчину[2].

Найбільш поширеним способом ущільнення розчину при виготовленні плоских залізобетонних виробів в промислових умовах є об'ємне вібраційне. Таке ущільнення виконується з використанням вібраційних машин об'ємної дії (вібромайданчиків) різних конструкцій, які відмінні за напрямком, частотою і режимом коливань[4].

Окрім плоских виробів з суцільного бетону останнім часом широкого використання отримали багатопланові вироби(подвійні плити з повітряним прошарком, подвійні плити з додатковою проміжною ізоляцією з піноматеріалом та інші)[5]. Виготовлення переліку виробів, що відрізняється за наповненням, а також можуть мати різну розміри і форму, вимагає використання універсальних технологічних ліній. Універсальність таких ліній забезпечується використанням обладнання з адаптивними(змінними у часі) параметрами, яке можна швидко перенастроювати в залежності від змін програми виробництва виробів. Для виготовлення переліку подібних виробів в складі технологічних ліній останнім часом все ширшого використання знаходять стандартизовані формувальні поверхні(палети), які розміщуються від одного універсального обладнання до іншого в межах лінії. Розміри майбутнього виробу у плані формуються завдяки знімним магнітним бортам і перегородкам. Для виконання ущільнення розчинів у палетах використовують вібраційні установки, в яких всі властиві звичайним вібромайданчикам елементи(пружні опори і віброблоки) є окремими вузлами. Між собою їх зв'язує лиш встановлена формувальна палета[5]. Варто відзначити, що наразі відбувається широке поширення устаткування з високим ступенем автоматизації[7], що дозволяє не тільки підлаштовувати конкретне обладнання під змінні параметри робочого середовища, а і зв'язувати параметри всього технологічного процесу виготовлення виробів і матеріалів на заводах, починаючи від надходження матеріальних ресурсів і компонентів і завершуючи отриманням готової продукції відповідно до виробничої програми.

3. Мета роботи. Метою роботи є виконання аналізу параметрів процесу ущільнення бетонних розчинів і обґрунтування конструкції дебалансного віброзбудника коливань зі змінними параметрами для використання на одномасовому вібромайданчику з гармонійними коливаннями, що працює у резонансному режимі.

Досягнення мети здійснюється шляхом виконання наступних завдань:

- проаналізувати параметри процесу ущільнення бетонних розчинів;
- оцінити їх вплив на амплітуду коливань вібромайданчика;
- запропонувати і обґрунтувати конструктивне рішення віброзбудника зі змінними параметрами.

4. Матеріали та методи. Вібраційну систему прийнято ділити на два компоненти: вібраційна машина(установка) і оброблюване (робоче) середовище.

До основних параметрів вібраційної машини належать: пружно-інерційні параметри (коефіцієнт пружності опор, маса), амплітуда і частота коливань, швидкість і прискорення коливань, статичний момент і змушуюча сила, потужність.

Параметри середовища: маса і склад, щільність, реологічні характеристики (модуль пружності, швидкість розповсюдження хвиль, коефіцієнт опору), енергія на ущільнення, час ущільнення.

Основними параметрами, що впливають на якість ущільнення є амплітуда x_0 і кутова частота коливань ω .

Рекомендовані значення амплітуди коливань у працях різних авторів приймалися різними при одному і тому ж зарезонансному режимі гармонійних коливань віброустановки. При кутовій частоті коливань 314 рад/с вони у одних авторів знаходяться в межах 0,2 мм, у інших рекомендовані значення знаходяться в межах 0,25 - 0,5 мм, а у третіх пропонується мати амплітуду 0,5...0,7 мм при тій же частоті коливань. Порівнюючи рекомендовані значення амплітуд значення різняться від 0,2 до 0,7 – більше ніж у три рази.

Наразі оптимальною величиною амплітуди при гармонійних коливаннях є $x_0=0,5...0,6$ мм при кутовій частоті $\omega=314$ рад/с.

Фізико-механічні і реологічні параметри робочого середовища змінюються у досить широких межах. До прикладу, при укладанні у форму важкого бетонного розчину, його щільність складає $\rho = 1500 \text{ кг/м}^3$, а після завершення процесу ущільнення змінюється до майже $\rho = 2400 \text{ кг/м}^3$. Відсоток вмісту повітря до ущільнення складає від 35%, а в кінці процесу зменшується до 2...3%, через що на різних етапах ущільнення бетонний розчин є матеріалом з різними фізико-механічними властивостями, що у результаті чинить істотний вплив на амплітуду коливань робочого органу у процесі ущільнення, оскільки є змінним в'язкий опір середовища. При цьому варто відмітити, що для забезпечення заданих технологією амплітуд коливань робочого органу при однаковій кутовій частоті необхідно у процесі ущільнення змінювати робочі параметри машини.

Вплив на амплітуду коливань вібромайданчика можна визначити, оглянувши параметри робочого середовища і віброустановки, моделі і залежності, якими вони пов'язані між собою і правила їх розрахунку.

При моделюванні коливальних систем найчастіше використовують два підходи[3]. У першому підході параметри системи, такі як маса, пружність і опір розділені по окремих частинах системи. Їх називають системами з дискретними параметрами. У другому підході кожним із цих параметрів володіє будь-який шар системи. Тоді система носить назву континуальної системи або системи з розподіленими параметрами.

Вибір підходу визначається на основі критерію, що являє собою співвідношення періоду коливань T та часу розповсюдження хвиль τ у середовищі:

$$\tau < T; \quad (1)$$

$$\tau \geq T. \quad (2)$$

Час розповсюдження збурення у середовищі довжиною l , яке підлягає ущільненню при його деформації, с[3]:

$$\tau = l / c_x = l / \sqrt{E / \rho} \quad (3)$$

де c_x – швидкість розповсюдження хвиль, м/с; E – модуль пружності середовища, Па; ρ – густина середовища, кг/м³.

За виконання умови (1), за час τ фаза коливань майже не змінюється, що в результаті відображає розподіл параметрів процесу без зміни знаку. Якщо фаза прискорення частинок у шарі матеріалу співпадає з фазою змушуючої сили, тоді середовище веде себе як абсолютно тверде тіло і його пружними властивостями можна знехтувати. Якщо переміщення часток шару співпадає по фазі зі змушуючою силою, то система веде себе як ідеальна пружність. При цьому вплив маси на характер вимушених коливань є незначним. В такому випадку можна використовувати підхід до опису поведінки руху системи як дискретної.

За умови (2) лінійні розміри системи, в якій розповсюджуються хвилі, стають рівними або більшими за довжину хвилі λ ($\lambda=c_x/T$), внаслідок чого виникає складне хвильове поле з визначеним розподілом фаз. В такому випадку середовища представляються континуальною системою.

При використанні моделі з дискретними параметрами для опису поведінки вібро-системи «вібраційна машина - робоче середовище» отримують лиш наближені результати

розрахунків. Найбільш доцільним є представлення вібросистеми як підсистем з дискретними(машина) і розподіленими(середовище) параметрами [3].

Машина в рівняннях руху представлена дискретними параметрами: масою m , коефіцієнтом пружності опор c , коефіцієнтом дисипації b (рис.1):

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F_0 \sin \omega t. \quad (4)$$

де m – маса, кг; b – коефіцієнт опору, Н·с/м; c – коефіцієнт жорсткості, Н/м. У рівнянні $m\ddot{x}$ – інерційна сила; $b\dot{x}$ – сила опору; cx – сила пружності. $\ddot{x}, \dot{x}, x$ – відповідно друга похідна від переміщення по часу(прискорення), перша похідна від переміщення по часу(швидкість) і переміщення маси, під дією змушувальної сили $F_0(t) = F_0 \sin \omega t$.

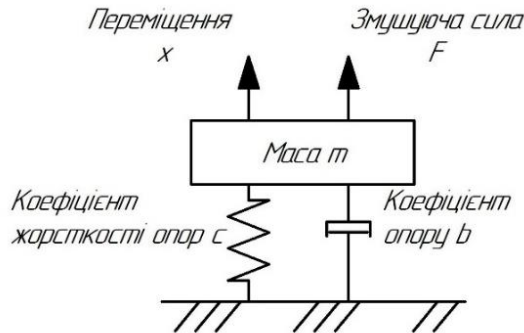


Рис.1. Схема вібраційної системи з дискретними параметрами і одним ступенем свободи

Fig. 1. Scheme of a vibration system with discrete parameters and one degree of freedom

Коефіцієнт опору машини b оцінюють на основі кута зсуву фаз φ , який вимірюють з допомогою пристрою, який вимірює у часі відхилення робочого органа віброустановки від положення дебалансів віброзбудника. Опір вібромайданчика на коливання визначають:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{b\omega}{c - m\omega^2} \quad (5)$$

Іншим способом визначення коефіцієнта опору віброустановки є розрахунок логарифмічного декременту коливань δ на основі віброграми вільних згасаючих коливань системи. За даною методикою вимірюють дві послідовно розміщені на ній амплітуди і визначають логарифмічний декремент коливань за формулою:

$$\delta = \ln \frac{x_{0n}}{x_{0(n+1)}} \quad (6)$$

Декремент коливань δ пов'язаний з коефіцієнтом опору наступною залежністю:

$$\delta = \frac{bT}{2m_{\text{повн}}} \quad (7)$$

Бетонний розчин представляють хвильовим рівнянням руху[3]:

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = \frac{E}{\rho} \frac{\partial^2 x}{\partial z^2} + \frac{\eta}{\rho} \frac{\partial^3 x}{\partial x^2 \partial t}. \quad (8)$$

Рішенням рівняння (8) є:

$$x = x_0 e^{\pm \alpha z + i(\pm kz - \omega t)}, \quad (9)$$

де x_0 – амплітуда коливань у точці збудження хвилі, м; α – коефіцієнт згасання хвилі в середовищі, яке перебуває під дією вібраційного навантаження; k – хвильове число ($k=\omega/c_x$); z – координата за напрямком якої розповсюджується хвиля.

Основними параметрами в рівнянні (8) є модуль пружності середовища E і коефіцієнт опору η , які розраховуються за формулами:

$$E = \frac{\rho \omega^2 (k^2 - \alpha^2)}{\sqrt{(k^4 - \alpha^4)^2 + 4k^2 \alpha^2 (\alpha^2 - k^2)^2}}, \quad (10)$$

$$\eta = 2E \frac{\alpha}{c_x (k^2 - \alpha^2)}. \quad (11)$$

Хвильові коефіцієнти середовища, які визначають пружно-інерційні (a) і дисипативні властивості (d) визначаються при рішенні рівняння (8) при відповідних граничних умовах[3]:

$$a = \frac{\alpha \sin 2\beta h + \beta \sin 2\alpha h}{h(\alpha^2 + \beta^2)(\cos 2\alpha h + \cos 2\beta h)}; \quad (12)$$

$$d = \frac{\alpha \sin 2\beta h + \beta \sin 2\alpha h}{h(\alpha^2 + \beta^2)(\cos 2\alpha h + \cos 2\beta h)}. \quad (13)$$

У формулах (12) і (13) коефіцієнти α і β характеризують розсіяння енергії, що впливають на темп згасання хвилі та на форму хвилі; h – висота шару розчину, м.

Коефіцієнти α і β визначаються за рівняннями:

$$\alpha = \frac{\omega}{c_x} \sqrt{\frac{1 + \gamma^2 - 1}{2 \cdot (1 + \gamma^2)}}; \quad (14)$$

$$\beta = \frac{\omega}{c_x} \sqrt{\frac{1 + \gamma^2 + 1}{2 \cdot (1 + \gamma^2)}}; \quad (15)$$

де γ – коефіцієнт втрат. Згідно праці [3] числові значення коефіцієнта коливаються у широких межах від 0,001...1 і залежать від властивостей матеріалів, які входять у вібростему.

Коефіцієнт втрат з логарифмічним декрементом наступними залежностями:

$$\gamma = \frac{\delta}{\pi} = \frac{bT}{2\pi m_{повн}} \quad (16)$$

де δ – логарифмічний декремент затухання коливань вібростеми $\delta = \ln x_{01}/x_{02}$; x_{01} і x_{02} – амплітуди згасаючих коливань, які відповідають початку і кінцю циклу коливань, м.

Рівняння спільного руху вібростеми «машина-робоче середовище» з врахуванням хвильових коефіцієнтів[3] має вигляд:

$$(m + m_0 a) \ddot{x} + (b + m_0 \omega d) \dot{x} + cx = F_0 \sin \omega t, \quad (17)$$

де m – сума коливних частин вібромайданчика і форми, кг; m_0 – маса бетонного розчину, кг. З рівняння (17) із урахуванням хвильових коефіцієнтів (12),(13) можна визначити амплітуду коливань вібростеми «машина-робоче середовище», м:

$$x_0 = \frac{F_0}{\sqrt{[(c - m\omega^2) + m_0 \omega^2 a]^2 + [b\omega + m_0 \omega^2 d]^2}}. \quad (18)$$

Оскільки амплітудою коливань задаються відповідно до технології, тоді величина змушувальної сили для підтримки заданого діапазону амплітуди коливань у процесі ущільнення визначається за рівнянням:

$$F_0 = x_0 \sqrt{[(c - m_{новн} \omega^2) + m_0 \omega^2 a]^2 + [b \omega + m_0 \omega^2 d]^2}. \quad (19)$$

Статичний момент маси дебалансів, необхідний для приведення в дію вібромайданчика і коливання з визначеною амплітудою визначається з формули:

$$m_0 r_0 = F_0 / \omega^2 \quad (20)$$

5. Результати. При ущільненні бетонного розчину при виготовленні плит різних габаритних розмірів, до прикладу висота і товщина яких - $b_n = 1,5$ м, $h_n = 0,16$ м, а довжина l_n змінна від 5,0 до 6,0 м, а також на різних етапах процесу ущільнення параметри робочого середовища змінюються у досить широких межах, що чинить вплив на величину амплітуди коливань вібросистеми.

Вібраційна установка, що використовується для ущільнення – з гармонійними коливаннями у вертикальному напрямку і зарезонансним режимом коливань. Частота коливань – 314 рад/с. Привід вібраційної установки - дебалансні вібророзбудники коливань.

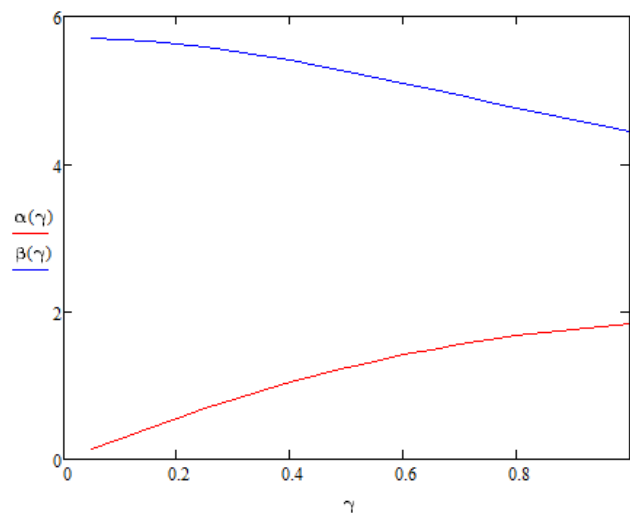


Рис.2. Результати розрахунку коефіцієнтів розсіювання енергії у бетонного розчину з товщиною $h=0,16$ м у залежності від величини коефіцієнта втрат γ

Fig. 2. Results of calculation of energy dissipation coefficients in concrete mortar with a thickness of $h=0.16$ m depending on the value of the loss coefficient γ

Модуль пружності розчину(середовища) $E=6 \cdot 10^6$ Па, щільність $\rho = 2000$ кг/м³, швидкість розповсюдження хвилі $c_x=55$ м/с.

За формулами (14) і (15) розраховані коефіцієнти α і β при різних значеннях коефіцієнта втрат $\gamma=0,05 \dots 1$. Результати розрахунку наведено на графіку(рис. 2)

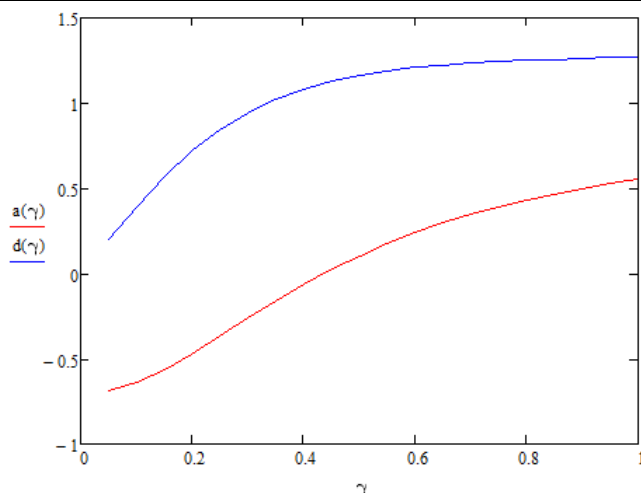


Рис.3. Значення хвильових коефіцієнтів середовища, які визначають пружньо-інерційні і дисипативні властивості у бетонному розчині у залежності від величини коефіцієнта втрат γ в межах від 0,05...1

Fig. 3. The values of the wave coefficients of the medium, which determine the elastic-inertial and dissipative properties in the concrete solution, depending on the value of the loss coefficient γ in the range from 0.05...1

Як бачимо з графіка, при збільшенні коефіцієнта втрат при ущільненні бетонного розчину, коефіцієнт розсіювання енергії α , що впливає на згасання хвилі зростає, при цьому коефіцієнт β , який впливає на розсіювання, що впливає на форму хвилі і довжину – знижується.

Надалі визначено значення хвильових коефіцієнтів a і b . Результати розрахунків наведено на рис.3.

На основі отриманих значень величин хвильових коефіцієнтів отримані значення величин амплітуди коливань при заданих фіксованих значеннях змушувальної сили F_0 .

На рисунку нижче представлені графіки залежності амплітуди коливання віброустановки у залежності від зміни коефіцієнта втрат γ при ущільненні бетонного розчину за різних величин змушувальної сили віброзбудників.

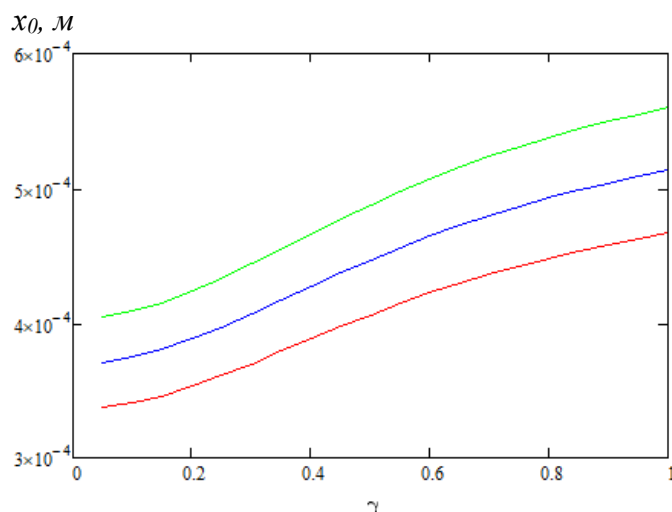


Рис.4. Графік залежності амплітуд коливань при ущільненні бетону з габаритами у формі $(b_n \times h_n \times l_n)$ 1,5x0,16x5 м і величині змушувальної сили F_0 :

245,8 кН - — ; 270,4 кН - — і 294,9 кН - —

Fig. 4. Graph of the dependence of the amplitudes of vibrations during compaction of concrete with dimensions in the form $(b_n \times h_n \times l_n)$ 1.5x0.16x5 m and the magnitude of the force F_0 :

245.8 kN - — ; 270.4 kN - — and 294.9 kN - —

Як бачимо, для забезпечення амплітуди коливань у заданому технологією діапазоні значень, необхідно виконувати зміну робочих параметрів машини у відповідь на зміну параметрів робочого середовища в процесі ущільнення.

Варто відзначити, що за результатами розрахунків отримані наступні висновки:

1. Зміна коефіцієнту опору b віброустановки в широких межах майже не чинить істотного впливу на значення амплітуди коливань у зарезонансному режимі. Так само і зміна коефіцієнта пружності c_n чинить мінімальний вплив на амплітуду коливань.

Пояснюється це можна тим, що сили інерції знаходяться і протифазі з змушувальною силою ($\varphi \approx 180^\circ$) і врівноважують одна одну. При зростанні змушувальної сили за рахунок збільшення частоти обертання відбувається відповідне збільшення сил інерції у тій же ступені. Сили опору завжди повернуті на 90° на векторній діаграмі сил (рис.5, а).

2. При збільшенні коефіцієнта втрат γ енергії на ущільнення бетонного розчину, зростає амплітуда коливань. Що на перший погляд виглядає досить дивно, оскільки збільшення опору розчину, що визначається коефіцієнтом втрат, повинно зменшувати амплітуду коливань. На практиці ж бачимо зворотний процес зростання амплітуди, який можна пояснити тим, що при малій висоті бетонного розчину (у даному випадку 0,16 м) збільшення коефіцієнта втрат чинить безпосередній вплив на як на активну так і на реактивну складову опору.

Розглянемо рівняння реакції середовища на коливання [3]:

$$R_{pc} = \sqrt{(m_0 x_0 \omega^2 a)^2 + (m_0 x_0 \omega^2 d)^2} \quad (21)$$

У залежності від знаків коефіцієнтів a і d , реактивна $m_0 x_0 \omega^2 a$ і активна $m_0 x_0 \omega^2 d$ складові будуть розміщені по відповідним осям x та y . Коефіцієнт d завжди приймає лиш позитивні значення і тому активна складова завжди знижує величину амплітуди коливань робочого органу. Коефіцієнт a має область як позитивних так і від'ємних значень і тому реактивна складова може як знижувати так і збільшувати амплітуду коливань (рис.3). У випадку зарезонансного режиму коливань активний опір не чинить високого впливу на величину амплітуди.

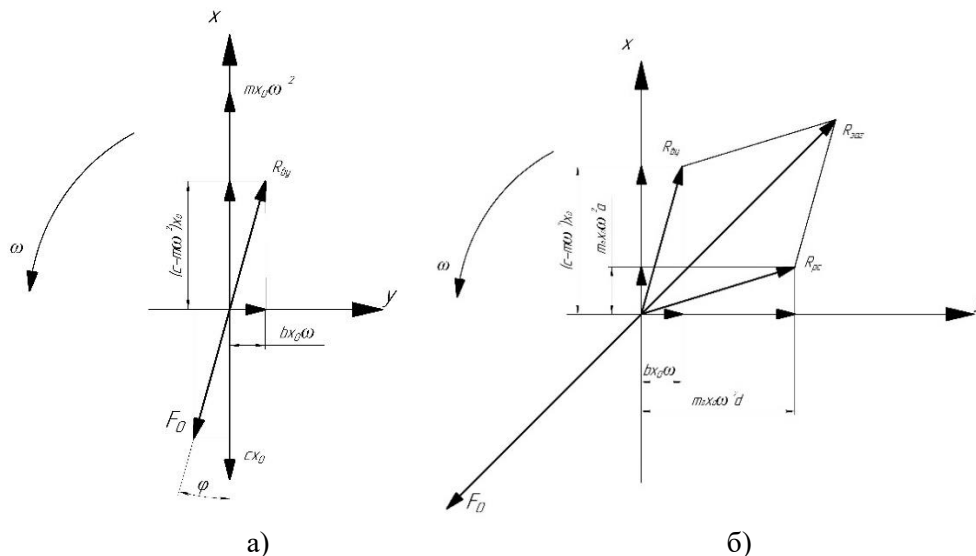


Рис.5. Векторні діаграми сил, що діють:

а - у системі вібраційної установки; б - у системі вібраційна установка – робоче середовище

Fig. 5. Vector diagrams of forces acting:

a - in the vibration installation system; b - in the vibration installation - working environment system

Утримання амплітуди коливань у визначених технологією можна досягти зміною величини змушувальної сили, яку генерує віброзбудник коливань. В роботі запропоновано

схему керування на основі зміни одного з ключових параметрів – змущувальної сили віброзбудника. Як бачимо з формули (20) для зміни величини змущувальної сили є два шляхи – зміна кутової частоти обертання дебалансного вала ω або зміна статичного моменту маси дебалансів $m_0 r_0$.

На рисунку 6 наведено функціональну схему автоматизації вібромайданчика, який і є об'єктом керування. Визначення амплітуди коливань у процесі роботи здійснюється з допомогою датчиків вібрації – акселерометрів, які вимірюють амплітуди віброприскорення. Керуючим впливом є зміна величини змущувальної сили F_0 і досягається з допомогою сервоприводу керування, який змінює положення секторів дебалансу (половинок), що в свою чергу змінює статичний момент маси дебалансів вібратора $m_0 r_0$. Датчик кутового положення дебалансу дозволяє визначати кутову частоту обертання дебалансного вала і забезпечувати її постійне значення. В разі відхилень кутової частоти обертання від нормальної, виконується регулювання з допомогою частотного інвертора (за рахунок зміни частоти напруги живлення).

Інформація з датчиків обробляється в реєструючому обладнанні і передається в комп'ютер для порівняння з цільовими параметрами. У разі відхилення фактичних параметрів від цільових, комп'ютером передається інформація у керуюче обладнання для зміни відповідних параметрів. Завдання сервоприводу і частотному інвертору видає керуюче обладнання, яке реалізовано програмно на мікроконтролері.

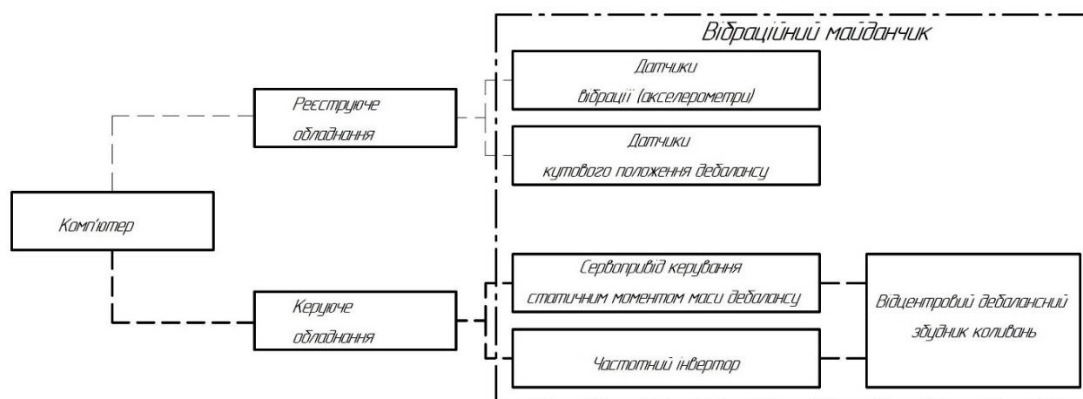


Рис.6. Функціональна схема автоматизації резонансного вібромайданчика
Fig. 6. Functional diagram of the automation of a resonant vibrating platform

Для розробки віброзбудника зі змінним статичним моментом маси дебалансів було узятю за основу було узятю типовий дебалансний віброзбудник коливань [6] ІВ-20-50 зі змущувальною силою $F_0=20$ кН (рис.7).

Вихідними параметрами для розробки конструкції віброзбудника є мінімальна і максимальна змущувальна сила, яку генерує один дебаланс при обертанні з частотою 314 рад/с – $F_{1min}=7,6$ кН та $F_{1max}=11,04$ кН.

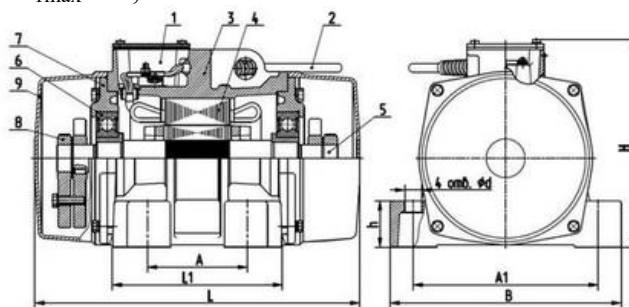


Рис.7. Дебалансний віброзбудник ІВ-20-50 з двигуном змінного струму з частотою 50 Гц
Fig. 7. Unbalance vibrator IV-20-50 with an AC motor with a frequency of 50 Hz

Отримані значення максимального і мінімального статичного моменту мас дебаланса має значення – $m_1 r_{1min}=0,078$ кг·м та $m_1 r_{1max}=0,112$ кг·м.

Дебаланс секторного типу розбито на дві половини дебаланса, з яких він буде складатися.

Площа неврівноваженої частини дебаланса визначається за рівнянням, м^2 :

$$S_{\text{н.ч.}} = \alpha_{\text{РАД}} \cdot (R^2 - r^2), \quad (22)$$

де $\alpha_{\text{РАД}} = \frac{\pi \cdot \alpha^0}{180^0}$ - кут сектору дебаланса, рад, α^0 - кут сектору дебаланса, град; R – радіус неврівноваженої частини дебаланса, м; r – радіус зрівноваженої частини дебаланса, м. (визначається пропорційно радіусу зрівноваженої частини за аналогом).

Відстань від осі обертання до центра маси неврівноваженої частини дебаланса, м:

$$r_0 = \frac{2}{3} \left(\frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right) \frac{\sin \alpha}{\alpha_{\text{РАД}}} \quad (23)$$

Маса неврівноваженої частини дебаланса m_0 визначається з усередненого значення необхідного статичного моменту маси дебалансів $m_1 r_{1\text{ср}} = 0,095 \text{ кг} \cdot \text{м}$. Ескіз розміщення дебалансів у середньому положенні представлено на рисунку 8.

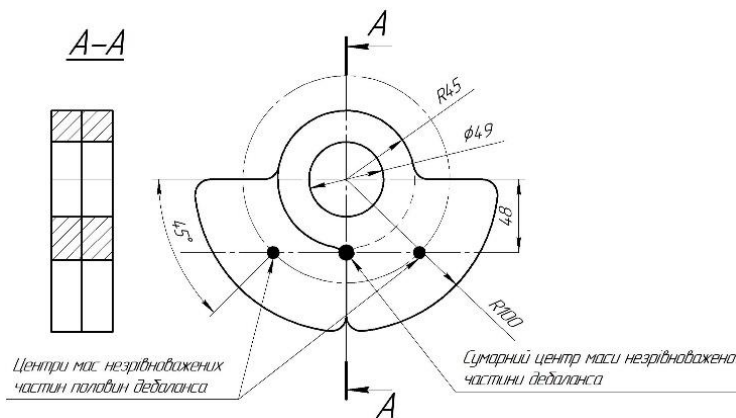


Рис.8. Ескіз дебалансів і розміщення центрів мас неврівноважених частин половинок дебалансу і сумарний центр маси

Fig. 8. Sketch of imbalances and placement of centers of mass of unbalanced parts of the halves of the imbalance and the total center of mass

Відстань розміщення центру мас дебалансів r_0 залежить від статичного моменту маси дебалансів:

$$r_0(m_1 r_1) = \frac{m_1 r_1}{m_0}.$$

Мінімальне значення $r_{0\text{min}} = 0,039 \text{ м}$ при статичному моменті маси дебалансів – $0,078 \text{ кг} \cdot \text{м}$, а максимальне значення $r_{0\text{max}} = 0,056 \text{ м}$ при статичному моменті маси дебалансів – $0,112 \text{ кг} \cdot \text{м}$.

Визначені кути повороту половинок дебаланса відносно горизонтальної осі, а також діапазон повороту кожного дебалансу. Мінімальне значення від горизонталі – 35 градусів, максимальне – 55 градусів. Тобто кожна з половинок дебаланса виконує доворот відносно осі дебалансного вала на 20 градусів.

Графічне представлення розміщення половинок дебаланса і сумарного центру маси неврівноваженої частини дебаланса у мінімальному (рис.9, а) і максимальному (рис.9, б) положеннях.

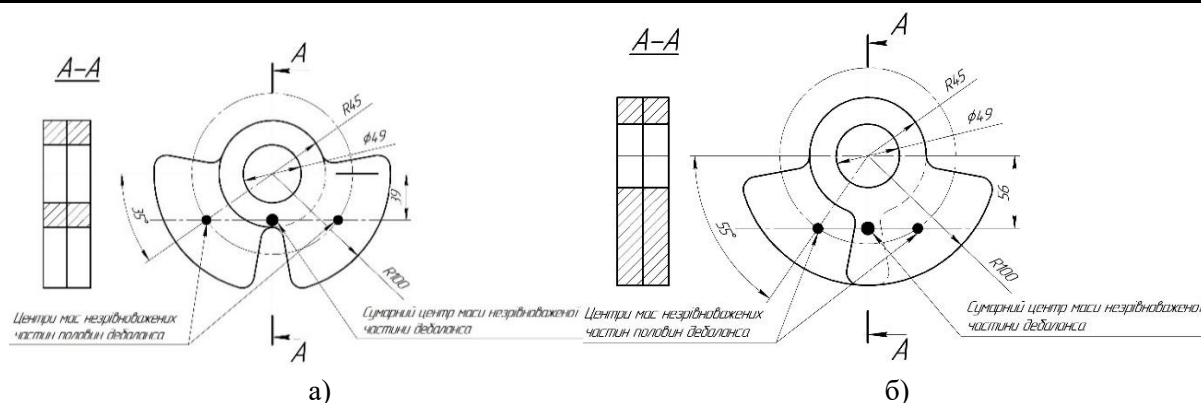


Рис.9. Положення половинок дебаланса при забезпеченні максимального і мінімального статичного моменту маси

Fig. 9. Position of the unbalance halves when ensuring maximum and minimum static moment of mass

Принципову схему механізму показано на рисунку 10. Половинки дебаланса 2 встановлені рухомо на дебалансному валу 1 на втулках 3, що дозволяє половинкам дебаланса обертатися довкола центральної вісі вала. В половинках дебалансів наявні канавки 4, які суміщені з відповідними виступами 5 на штоку 6 сервоприводу. Оскільки канавки в половинках дебаланса мають протилежні напрямки нарізки, то при русі штока вздовж центральної вісі вала на величину h відбувається поворот половинок дебаланса на відповідну величину кута α в протилежних напрямках. Відбувається зведення або розведення половинок дебаланса, що в свою чергу дозволяє змінювати змушуючу сил F_0 , яку реалізовує вібророзбудник коливань.

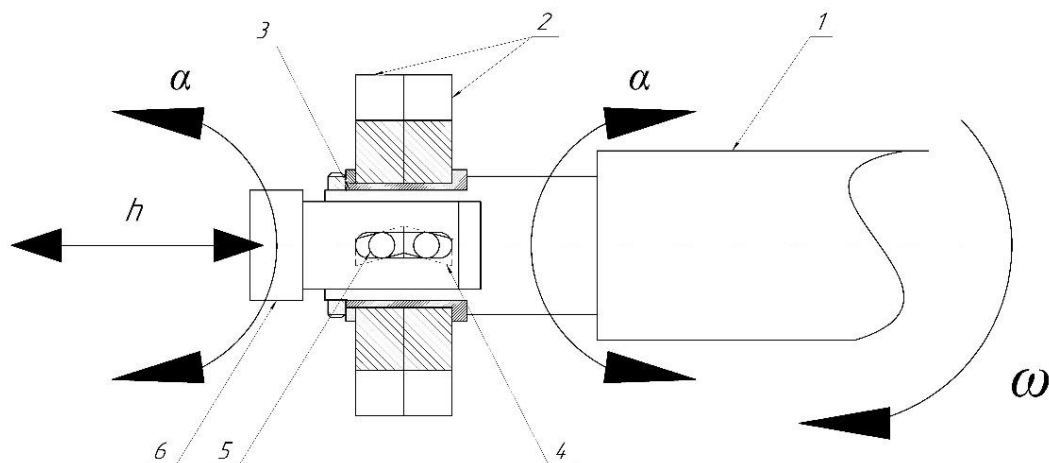


Рис.10. Схема механізму зміни кута розведення половинок дебаланса на дебалансному валу

Fig. 10. Scheme of the mechanism for changing the angle of the unbalance halves on the unbalance shaft

Нижче представлено 3D модель вібророзбудника коливань зі змінним статичним моментом мас дебалансів(рис.11).

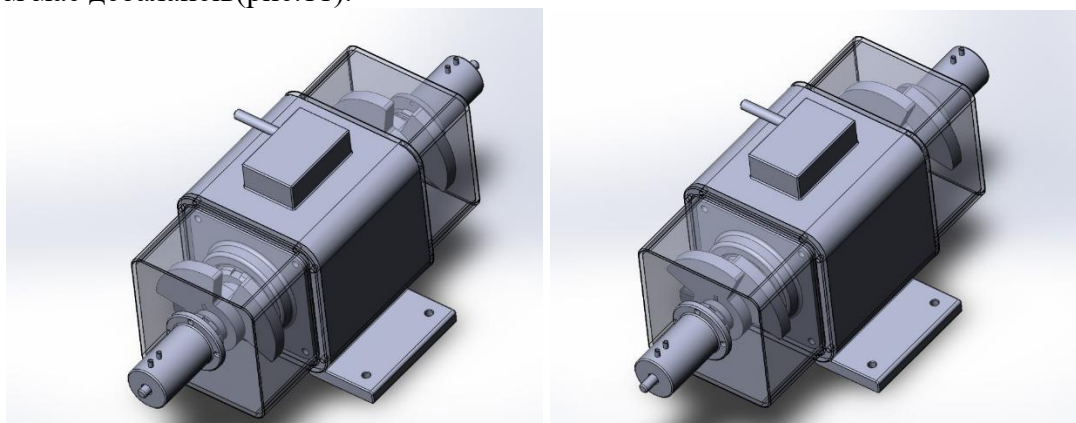


Рис.11. 3D модель віброзбуджувача зі змінним статичним моментом мас дебалансів:

а) дебаланси максимально розведені, змущувальна сила – $F_{\min}=15,2$ кН; б) дебаланси максимально зведені, змущувальна сила – $F_{\max}=22,08$ кН

Fig. 11. 3D model of a vibration exciter with a variable static moment of the masses of unbalances:

a) unbalances are maximally expanded, the force is $F_{\min}=15.2$ kN; b) unbalances are maximally reduced, the force is $F_{\max}=22.08$ kN

6. Висновки. У роботі виконано аналіз параметрів, які чинять вплив на величину амплітуди коливань системи «вібраційна машина – робоче середовище» у процесі ущільнення бетонних розчинів.

Істотний вплив на амплітуду чинить величина коефіцієнта втрат γ енергії на ущільнення, яка відрізняється при зміні щільності і пористості розчину на різних етапах процесу ущільнення. При цьому для бетонних розчинів з відносно малою висотою шару зростання коефіцієнта втрат γ призводить до зростання амплітуди коливань, що пов'язано з величинами коефіцієнтів активного d і реактивного a опорів, а також області позитивних і негативних значень останнього.

Виявлено, що для забезпечення амплітуд коливань у визначених технологією межах є доцільним виконувати регулювання величини змущувальної сили, що приводить в дію вібраційну систему.

Наведено функціональну схему автоматизації вібромайданчика, що складається з: датчиків вібрації (акселерометрів), сервоприводу керування; датчика кутового положення дебалансу; інвертора; реєструючого та керуючого обладнання.

Розроблено принципову схему механізму зміни статичного моменту маси дебалансів за рахунок зведення або розведення половинок дебаланса з допомогою сервоприводу, що в свою чергу дозволяє змінювати змущувальну силу F_0 .

Варто зазначити, що для точності роботи керуючого обладнання при ущільненні бетонного розчину у формах різних за розміром і наповненням, а також розчинів різних за щільністю і пористістю потрібно провести більш детальне і ґрунтовне дослідження залежності величини коефіцієнта втрат від основних параметрів робочого середовища і їх зміни на різних етапах процесу ущільнення.

Список використаних джерел:

1. Дьяченко О.С., Кібаленко В.С., Тверда Д.Д. Актуальність переробки будівельного сміття та огляд впливу на навколишнє середовище. IV Міжнародна наукова-практична конференція Енергоощадні машини і технології, 2023. С. 48-51.
2. Повідайло В. О. (2004) Вібраційні процеси та обладнання: Навчальний посібник / В.О. Повідайло // Львів.: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка». — 248 с.
3. Назаренко І.І. (2010) Прикладні задачі теорії вібраційних систем: Навчальний посібник / І.І. Назаренко // К.: Видавничий дім «Слово».– 440 с.
4. Назаренко І.І., Дедов О.П., Дьяченко О.С., Свідерський А.Т. Огляд і аналіз вібраційного обладнання для формування плоских залізобетонних виробів. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини, 2017. №90. С. 49–58.
https://repository.knuba.edu.ua/bitstream/987654321/6691/1/gbdmm_2017_90_9.pdf.
5. Nazarenko I., Diachenko O., Pryhotskyi V., Nesterenko M. Structural analysis of vibration platform for panel units forming and consideration of its utilizing options. Academic Journal Industrial Machine Building Civil Engineering, 2021. 1(56), P. 37–42. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/11338>.
6. Назаренко І., Дедов О., Дьяченко О. Огляд конструкцій навісних збудників коливань та дослідження їх параметрів і доцільності їх використання на вібраційних установках для покращення ущільнення залізобетонних виробів. Техніка будівництва, 2023. 2(39), С. 29–39.
7. Иносов С., Илларионов В., Сабалаева Н. Автоматичне каскадне регулювання амплітуди коливань резонансного віброживильника з дебалансним збуджувачем. Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті, 2025. 30(1), 75-80. <https://doi.org/10.18664/ikszt.v30i1.326809>.

8. Нестеренко М. Врахування сил опору середовища в загальній розрахунковій схемі вібраційної системи, зображеної у вигляді дискретної моделі. Техніка будівництва, 2024. (41), С. 56-62. <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0406>.
9. Борецько В.І., Прутула М.Ю. Перспективи виробництва будівельних матеріалів в Україні. Збірник наукових праць. Проблеми раціонального використання соціально-економічного та природно-ресурсного потенціалу регіону: фінансова політика та інвестиції, 2011. Вип. XVII, № 4. С. 64-71.

References:

1. Diachenko O.S., Kibalenko V.S., Tverda D.D. (2023) Aktualnist pererobky budivelnogo smittia ta ohliad vplyvu na navkolyshnie seredovyshe. IV Mizhnarodna naukova-praktychna konferentsiia Enerhooschadni mashyny i tekhnolohii [Relevance of construction waste processing and environmental impact overview. IV International scientific and practical conference Energy-saving machines and technologies] P. 48-51.
2. Povodaylo V.O. (2004). Vibracijni procesy ta obladnannja. Navchalnij posibnik [Vibration processes and equipment. Textbook]. Lviv: National university "Lviv polytechnic".
3. Nazarenko, I.I. (2010). Prikladni zadachi teorii vibracijnih system. Navchalnij posibnik (2-e vidannja) [Applied problems of the theory of vibration systems. Textbook (2nd ed.)]. Kyiv: Vidavnychij Dim "Slovo".
4. Nazarenko I.I., Dedov O.P., Diachenko O.S., Svidersky A.T. (2017) Ohliad i analiz vibratsiinoho obladnannia dlja formuvannia ploskykh zalizobetonnykh vyrobiv [Review and analysis of vibration equipment for forming flat reinforced concrete products]. Mining, constructional, road and melioration machines, 90, P.49–58. https://repository.knuba.edu.ua/bitstream/987654321/6691/1/gbdmm_2017_90_9.pdf.
5. Nazarenko I., Diachenko O., Pryhotskyi V., Nesterenko M. (2021) Structural analysis of vibration platform for panel units forming and consideration of its utilizing options. Academic Journal Industrial Machine Building Civil Engineering, 1(56), P. 37–42. <https://reposit.nupp.edu.ua/handle/PolNTU/11338>.
6. Nazarenko I.I., Dedov O.P., Diachenko O.S. (2023) Ohliad konstruktsii navisnykh zbudnykiv kolyvan ta doslidzhennia yikh parametriv i dotsilnosti yikh vykorystannia na vibratsiinykh ustanovkakh dlja pokrashchennia ushchilnennia zalizobetonnykh vyrobiv [Review of the designs of mounted vibration exciters and research into their parameters and feasibility of their use on vibration installations to improve the compaction of reinforced concrete products]. Construction engineering, 2(39), P. 29–39.
7. Inosov S., Illarionov V., Sabalaieva N. (2025) Avtomatychne kaskadne rehuliuвання amplitudy kolyvan rezonansnogo vibrozhyvlynyka z debalansnym zbudzhuvachem [Automatic cascade regulation of the oscillation amplitude of a resonant vibrator with an unbalanced exciter]. Information and control systems at railway transport, 30(1), P. 75-80. <https://doi.org/10.18664/ikszt.v30i1.326809>.
8. Nesterenko M.M. (2024) Vrahuvannia syl oporu seredovyscha v zahalnoi rozrakhunkovii skhemi vibratsiinoi systemy, zobrazenoi u vyhliadi dyskretnoi modeli [Taking into account the resistance forces of the environment in the general calculation scheme of the vibration system, depicted as a discrete model]. Construction engineering, (41), P. 56–62. <https://doi.org/10.32347/tb.2024-41.0406>.
9. Boreyko V.I., Prytula M.Yu. (2011) Perspektyvy vyrobnytstva budivelnnykh materialiv v Ukraini. Zbirnyk naukovykh prats. Problemy ratsionalnogo vykorystannia sotsialno-ekonomichnogo ta pryrodno-resursnogo potentsialu rehionu: finansova polityka ta investytsii. [Prospects for the production of construction materials in Ukraine. Collection of scientific works. Problems of rational use of socio-economic and natural resource potential of the region: financial policy and investments]. Vol. XVII, № 4. P. 64-71.

УДК 69.192

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0512>

¹Микола Клименко,

кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри машин і обладнання технологічних процесів,
<https://orcid.org/0000-0002-6166-8966>, e-mail: klymenko.mo@knuba.edu.ua

¹Дмитро Альбещенко,

аспірант, e-mail: dimaal94@ukr.net

¹Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури, просп. Повітряних сил 31, м. Київ, 03037, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ НАДІЙНОСТІ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ ТА ФУНКЦІОНАЛЬНО-ТЕХНІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПІДЙОМНИХ МЕХАНІЗМІВ

АНОТАЦІЯ. У статті представлено результати дослідження, спрямованого на вдосконалення підходів до оцінювання надійності будівельної вантажопідйомної техніки, зокрема баштових кранів. Автор здійснює аналіз сучасних методик вибору та розрахунку показників надійності, приділяючи особливу увагу чотирьом основним властивостям надійності: безвідмовності, довговічності, ремонтпридатності та збережуваності. Визначено показники, що є пріоритетними для технічного оцінювання машин сезонного та інтенсивного використання.

У роботі розглянуто підходи, запропоновані провідними фахівцями у сфері надійності, і проаналізовано такі показники, як ймовірність безвідмовної роботи, параметр потоку відмов, коефіцієнт запасу надійності, коефіцієнт довговічності, а також комплексні індекси ремонтпридатності й готовності техніки до експлуатації.

Виконаний аналіз паспортних даних понад 100 моделей баштових кранів, виготовлених провідними світовими виробниками (Liebherr, Potain, Terex, Jaso). На основі отриманих статистичних даних побудовано залежності конструктивної маси та сумарної потужності двигунів від вантажопідйомності крану. Виведено відповідні рівняння, які можуть слугувати інженерною основою для попереднього проектування та прогнозування технічних параметрів аналогічної техніки.

Ключові слова: надійність, показники надійності, безвідмовна робота, потік відмов.

DESIGN FEATURES OF VERTICAL ROLL MILLS FOR EFFICIENT GRINDING OF CEMENT AND GRANULAR SLAG

ABSTRACT. *The article presents the results of a study aimed at improving approaches to the assessment of the reliability of construction lifting equipment, particularly tower cranes. The author analyzes modern methods for selecting and calculating reliability indicators, with particular attention paid to the four key reliability properties: dependability (faultlessness), durability, maintainability, and storability. Priority indicators for the technical assessment of machines used seasonally or under intensive conditions are identified.*

The study reviews approaches proposed by leading experts in the field of reliability and examines such indicators as the probability of failure-free operation, failure flow rate, reliability margin coefficient, durability coefficient, as well as integral indices of maintainability and operational readiness of machinery.

An analysis of technical specifications for over 100 models of tower cranes manufactured by leading global companies (Liebherr, Potain, Terex, Jaso) was conducted. Based on the collected statistical data, the dependencies of structural mass and total installed engine power on the lifting capacity of the cranes were established. Corresponding equations were derived, which can serve as an engineering basis for preliminary design and forecasting of the technical parameters of similar equipment.

Keywords: *reliability, reliability indicators, failure-free operation, failure rate.*

1. Постановка проблеми. Сучасні умови експлуатації будівельної техніки вимагають підвищеної ефективності, безпеки та довговічності машин. В умовах зростання технічної складності підйомних механізмів критичною стає проблема забезпечення їх високої надійності протягом усього життєвого циклу. Надійність розглядається як комплексна характеристика, що охоплює безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність і збережуваність. Водночас відсутність єдиних підходів до вибору й оцінки показників надійності ускладнює технічну експертизу та прогнозування ресурсу машин.

Особливої уваги потребує вантажопідйомна техніка, зокрема баштові крани, які експлуатуються в складних умовах будівництва. Існуючі методики часто обмежуються розглядом лише окремих аспектів надійності, не враховуючи їх комплексну взаємодію з конструктивними та енергетичними параметрами. Водночас технічні характеристики, такі як конструктивна маса й сумарна потужність привідних двигунів, безпосередньо впливають на надійність та функціональні можливості кранів.

Таким чином, актуальним є комплексне дослідження надійності підйомних механізмів у поєднанні з аналізом їх функціонально-технічних характеристик на основі реальних статистичних та паспортних даних машин провідних виробників.

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій. Праця [1] присвячена розробці інтелектуальної системи моніторингу навантаження для будівельних підйомників із використанням датчиків та систем збирання інформації. Автори впроваджують концепцію реального часу в управління станом вантажопідйомної техніки, що дозволяє оперативно виявляти перевантаження, нерівномірне навантаження та інші потенційно аварійні ситуації.

В роботі [2] проведено глибокий аналіз конструктивних елементів вантажної машини за допомогою методу скінченних елементів (FEM). Дослідження зосереджується на напруженнях у критичних точках конструкції, особливо у зонах, де спостерігаються зосереджені навантаження.

В роботі [3] автори представляють повну нелінійну модель крана зі стрілою (5 ступенів свободи), включаючи кінематику, динаміку та систему управління. Увагу приділено адаптивному керуванню для компенсації коливань під час транспортування вантажів.

Публікація [4] фокусується на алгоритмах зменшення вібрацій та коливань, що виникають у шарнірно-зчленованих кранах. Автори використовують концепцію енергетичного управління та контролюваного згасання коливань для підвищення стабільності машини.

У статті [5] досліджується можливість застосування штучних нейронних мереж для оцінки залишкового ресурсу технічних об'єктів. Автори використовують моделі на основі навчання на експлуатаційних даних, що дозволяє прогнозувати термін служби компонентів.

Американські дослідники Б. Діллон та Ч. Сингх у своїх роботах акцентують увагу переважно на показниках безвідмовної роботи, зокрема на інтенсивності відмов і напрацюванні до відмови [7]. Водночас А.С. Проников пропонує розширене трактування цього аспекту, вводячи додаткові характеристики, такі як параметр потоку відмов і коефіцієнт запасу надійності [9]. І.Н. Кравченко зосереджується на показниках ремонтпридатності, серед яких виділяє контролепридатність, доступність, легкознімність та взаємозамінність [8]. В.І. Брауде, своєю чергою, приділяє увагу характеристикам безвідмовності та довговічності підйомно-транспортних машин [6].

Б.Ф. Хазов запропонував ширший спектр критеріїв надійності, однак низка важливих показників у його підході залишилася не розкритою [10]. Зазвичай для машин, що експлуатуються впродовж усього року, застосовуються показники трьох основних властивостей: безвідмовності, довговічності та ремонтпридатності. Проте для будівельно-дорожньої техніки додатково враховується ще одна критично важлива характеристика - збережуваність, з огляду на сезонний характер її використання.

На підставі проведеного огляду літературних джерел постала необхідність системного порівняння показників надійності за всіма чотирма ключовими властивостями, що трактується у різних наукових підходах.

3. Мета роботи.

Проведення аналізу існуючих методик вибору і розрахунку показників надійності, а також дослідження паспортних даних баштових кранів провідних світових виробників з метою визначення залежностей конструктивної маси та сумарної потужності двигунів від вантажопідйомності крану.

4. Матеріали та методи.

Безвідмовність характеризує неперервну роботу виробу без будь-якого втручання (ремонт, технічного обслуговування). Основним показником безвідмовності – є ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$.

Ймовірність безвідмовної роботи – ймовірність того, що в межах заданого напрацювання не відбудеться відмови об'єкта [6].

$$P(t) = 1 - F(t), \quad (1)$$

де $F(t)$ – ймовірність відмови.

При звичайних вимогах до надійності виробу (відмова не призводить до катастрофічних наслідків) безвідмовність виробу характеризує безпосередньо значення ймовірності безвідмовної роботи, $P(t)$. Хоч $P(t)$ за відповідний період часу є основним показником безвідмовності, можуть бути випадки коли необхідні додаткові показники (табл. 1).

Таблиця 1 - Додаткові показники для розрахунку безвідмовності

Table 1 - Additional indicators for calculating reliability

Є відмови	$P(t) \rightarrow 0$	ω -параметр потоку відмов
Можливі відмови	$0 < P(t) < 1$	$P(t)$ - ймовірність безвідмовної роботи
Недопустимі	$P(t) \rightarrow 1$	K_H - коефіцієнт надійності

Для періоду $t=T$, на протягом якого, як правило, можуть виникнути відмови об'єкта і відповідно $P(t) \rightarrow 0$, що характерно для відмов, які можуть бути легко усунені і не

призводять до катастрофічних наслідків характеристиками безвідмовності можуть слугувати середнє число відмов або параметр потоку відмов.

Параметр потоку відмов ω - середнє число відмов об'єкта за одиницю часу [2]:

$$\omega(t) = \frac{d\Omega(t)}{dt} = \frac{1}{T_0}, \quad (2)$$

де T_0 - напрацювання на відмову – відношення сумарної тривалості роботи (напрацювання) об'єкта до числа відмов, які виникли в цьому періоді (тобто середня тривалість безвідмовної роботи об'єкта), $\Omega(t)$ - середнє число відмов за час t .

Для високонадійних об'єктів, коли значення $P(t) \rightarrow 1$ використовують коефіцієнт запасу надійності [8]:

$$K_n = \frac{X_{max}}{X_{ек}} \succ 1, \quad (3)$$

де X_{max} - значення параметра при якому наступить відмова об'єкта; $X_{ек}$ - екстремальна величина параметру.

Номенклатура показників довговічності включає в себе наступні одиничні показники довговічності : гамма-відсотковий ресурс , середній ресурс, середній термін служби, гамма-відсотковий термін служби.

В якості комплексного показника довговічності слід застосовувати коефіцієнт довговічності K_D , який дорівнює коефіцієнту технічного використання за весь час експлуатації [9]:

$$K_D = \frac{1}{1 + \sum_{i=1}^n \frac{\tau_i}{T_{li}}}, \quad (4)$$

де τ_i - тривалість (трудомісткість) ремонту і-й деталі машини (вузла); T_{li} - термін служби (напрацювання) до відмови і-ї деталі машини (вузла). З формули слідує, що основним методом підвищення довговічності машини є зменшення часу, який затрачається на ремонт, і підвищення терміну служби деталей.

Оскільки коефіцієнт довговічності виражений через терміни служби і трудомісткості ремонту деталей машини, слід розглянути наступну складову надійності, яка полягає в пристосуванні виробу до попередження, виявлення і усунення відмов шляхом проведенням ремонтів і технічного обслуговування – ремонтпридатність.

Деякі дослідники надійності відносили ремонтпридатність до складової частини довговічності. Проте на сьогодні ремонтпридатність виділено як окрему повнозначну складову надійності, яка включає в себе наступні показники: гамма-відсотковий час відновлення, ймовірність відновлення, середня оперативна трудомісткість, тривалість, вартість ремонту. Застосовано до дорожньо-будівельної техніки ремонтпридатність характеризується ще й додатковими показниками: контролепридатністю, доступністю, легкознімністю, блочністю та взаємозамінністю. Комплексним показником ремонтпридатності може слугувати коефіцієнт готовності який оцінює непередбачені зупинки машини, які засвідчують те, що планові ремонти не повністю виконують свою роль.

Коефіцієнт готовності - ймовірність того, що об'єкт виявиться працездатним в будь-який момент часу, окрім запланованих періодів, протягом яких застосування об'єкта за призначенням не передбачається [10]:

$$\hat{K}_e = \frac{\sum_{n=1}^N t_n}{\sum_{n=1}^N t_n + \sum_{n=1}^N \tau_n}, \quad (5)$$

де t_n - сумарне напрацювання n -го об'єкта в заданому інтервалі експлуатації; τ_n - сумарна оперативна тривалість відновлення працездатності n -го об'єкта в тому ж інтервалі експлуатації; N - число об'єктів, що розглядаються в заданому інтервалі експлуатації.

Важливою властивістю для машин сезонного використання є збережуваність, яка означає здатність об'єкта чинити опір негативному впливу факторів довгого зберігання і транспортування, а також забезпечувати після цього її застосування із заданими функціональними параметрами. Збережуваність оцінюється терміном збережуваності, тобто календарною тривалістю зберігання або транспортування об'єкта, протягом і після якої зберігаються значення показників безвідмовності, довговічності і ремонтпридатності у встановлених межах.

Наступним етапом роботи став аналіз паспортних даних більш ніж 160 моделей баштових кранів, які випускаються провідними світовими виробниками, такими як Liebherr, Jaso, Potain, Terex. На основі паспортних даних були визначені середні значення конструктивної маси та сумарної потужності двигунів для кранів певної вантажопідйомності (табл. 2).

Таблиця 2 – Вихідні дані для розрахунку функціонально-технічних параметрів баштових кранів

Table 2 – Initial data for calculating the functional and technical parameters of tower cranes

Вантажопідйомність q , кг	Конструктивна маса, т	Потужність двигунів, кВт
2000	23.38	17.70
2500	24.76	21.93
4000	24.47	24.45
5000	28.07	30.26
6000	40.89	37.16
8000	49.11	49.49
10000	58.02	62.50
12000	68.12	74.19
16000	81.43	84.05
20000	96.92	94.83
24000	104.85	110.33
25000	120.33	117.00
32000	128.14	147.00
40000	138.84	154.50
50000	165.05	163.50
62571	263.50	210.17

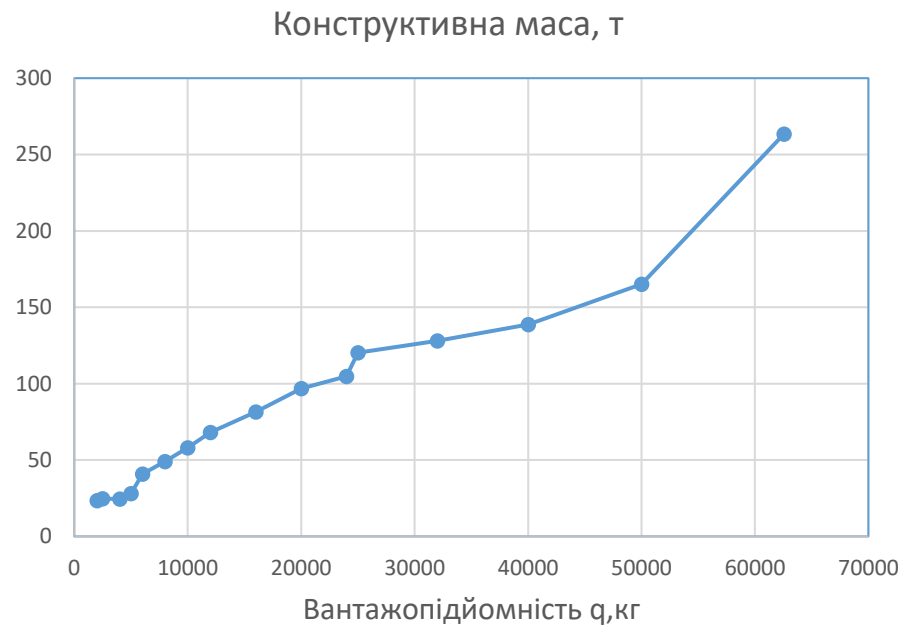


Рис. 1. Графік залежності конструктивної маси від вантажопідйомності крана
 Fig. 1. Graph of the dependence of structural mass on the crane's lifting capacity

5. Результати. Отримані дані дозволили нам побудувати графіки залежностей конструктивної маси (рис. 1) та сумарної потужності двигунів (рис. 2) від вантажопідйомності крана.

Результати досліджень дозволили нам знайти рівняння для визначення залежності конструктивної маси крана від вантажопідйомності:

$$m = 4.6 + q + 2.71e^{-0.8}q^2 - 8.245q^{-12} + 1.95q^{-16} - 1.27q^5, \quad (6)$$

та залежність сумарної потужності двигунів від вантажопідйомності крана:

$$p = 5.81 + q^2e^{-0.7} - 3.93e^{-12}q^3 - 3.29e^{-17}q^4 + 1.88e^{-21}q^5 - 1.37e^{-26}q^6, \quad (7)$$

де m – конструктивна маса крана, p – сумарна потужність двигунів крана, q – вантажопідйомність крана.

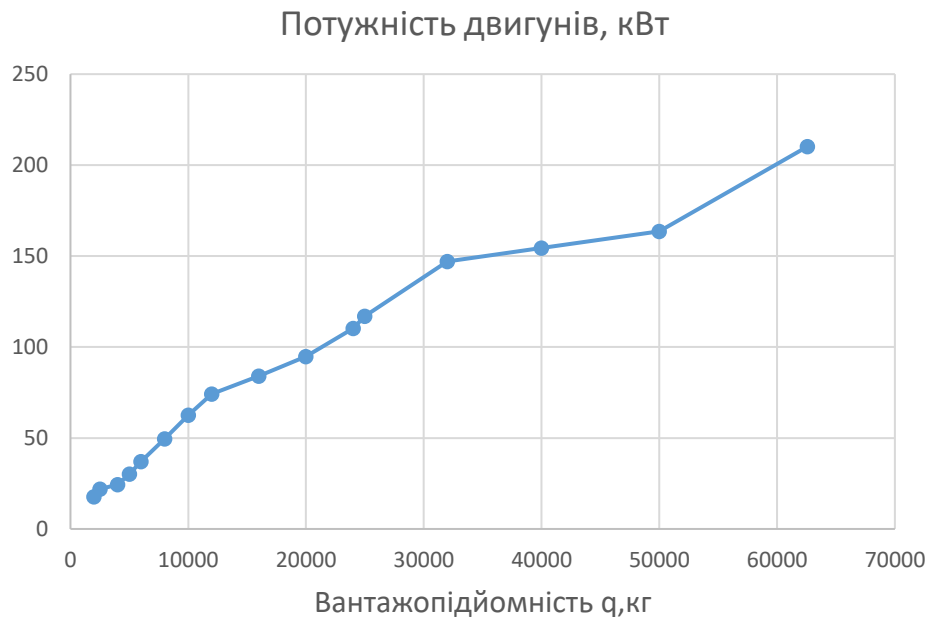


Рис. 2. Графік залежності сумарної потужності від вантажопідйомності крана
 Fig. 2. Graph showing the dependence of total power on crane lifting capacity

6. Висновки.

Проведено аналіз показників надійності та зазначено показники, які важливі для оцінки надійності будівельної техніки. Ґрунтуючись на аналізі паспортних даних баштових кранів провідних закордонних і вітчизняних виробників, визначено середні значення конструктивної маси та сумарної потужності двигунів для різних значень вантажопідйомності. Отримані дані дозволили побудувати криві залежності конструктивної маси та сумарної потужності двигунів від вантажопідйомності та визначити рівняння, для опису цих залежностей. Дані рівняння є рекомендацією для передбачення можливих значень конструктивної маси крану та сумарної потужності двигунів для крана певної вантажопідйомності.

Отримані результати забезпечують створення моделі, яка дозволить оцінити стан, параметри конструкції та спрогнозувати ресурс роботи підйомних механізмів, які нині експлуатуються в Україні або імпортуватимуться в Україну.

Список використаних джерел

1. Ko, T., Shin, J., Lee, K., Kwon, S., Cho, C.-S., Chung, S., & Choi, G. (2022). Lifting Load Recording and Management Method of the Lift for Construction Based Sensing Information. *International Journal of High-Rise Buildings*, 11(2), 125–135.
2. Erfan Khodabandeh, Shahaboddin Amini, Aliakbar Taghipour. (2021) Finite element stress analysis of a combined stacker-reclaimer machine: A design audit report.
3. Modeling and Control of 5-DoF Boom Crane Michele Ambrosino, Marc Berneman, Gianluca Carbone, Rémi Crépin, Arnaud Dawans and Emanuele Garone Pages 514-521 (2020 Proceedings of the 37th ISARC, Kitakyushu, Japan).
4. Oscillation Reduction for Knuckle Cranes Michele Ambrosino, Arnaud Dawans, Brent Thierens and Emanuele Garone Pages 1590-1597 (2020 Proceedings of the 37th ISARC, Kitakyushu, Japan).
5. M.A. Herzog, T. Marwala, P.S. Heyns Назва: Machine and Component Residual Life Estimation through the Application of Neural Networks.
7. Dhillon, B. S., & Singh, C. (1981). *Engineering Reliability: New Techniques and Applications*. New York: Wiley. ISBN: 978-0-471-05014-8.

References:

1. Ko, T., Shin, J., Lee, K., Kwon, S., Cho, C.-S., Chung, S., & Choi, G. (2022). Lifting load recording and management method of the lift for construction based sensing information. *International Journal of High-Rise Buildings*, 11(2), 125–135.
2. Khodabandeh, E., Amini, S., & Taghipour, A. (2021). Finite element stress analysis of a combined stacker-reclaimer machine: A design audit report. arXiv. <https://arxiv.org/abs/2106.02291>
3. Ambrosino, M., Berneman, M., Carbone, G., Crépin, R., Dawans, A., & Garone, E. (2020). Modeling and control of 5-DoF boom crane. In Proceedings of the 37th International Symposium on Automation and Robotics in Construction (ISARC 2020) (pp. 514–521). Kitakyushu, Japan. <https://doi.org/10.22260/ISARC2020/0071>.
4. Ambrosino, M., Dawans, A., Thierens, B., & Garone, E. (2020). Oscillation reduction for knuckle cranes. In Proceedings of the 37th International Symposium on Automation and Robotics in Construction (ISARC 2020) (pp. 1590–1597). Kitakyushu, Japan. <https://arxiv.org/abs/2103.02509>.
5. Herzog, M. A., Marwala, T., & Heyns, P. S. (2009). Machine and component residual life estimation through the application of neural networks. *Reliability Engineering & System Safety*, 94(2), 479–489. <https://doi.org/10.1016/j.ress.2008.05.008>.
7. Dhillon, B. S., & Singh, C. (1981). *Engineering Reliability: New Techniques and Applications*. New York: Wiley. ISBN: 978-0-471-05014-8.

UDC 621.926

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0513>¹Микола Клименко,

кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри машин і обладнання технологічних процесів,
<https://orcid.org/0000-0002-6166-8966>, e-mail: klymenko.mo@knuba.edu.ua

¹Василь Марач,

аспірант, <https://orcid.org/0009-0003-9457-6042>, e-mail: marach.vm@knuba.edu.ua

¹Михайло Губчик,

аспірант, <https://orcid.org/0009-0008-4760-3884>, e-mail: mishkarr123@gmail.com

¹Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури, просп. Повітряних сил 31, м. Київ, 03037, Україна

ПОРІВНЯННЯ КОНСТРУКЦІЙ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ВЕРТИКАЛЬНИХ ВАЛКОВИХ МЛИНІВ

АНОТАЦІЯ. У роботі представлено техніко-аналітичне дослідження конструктивних особливостей вертикальних валкових млинів, що застосовуються для тонкого помелу портландцементу та гранульованих доменних шлаків. Розглянуто функціональне призначення та конструкційні характеристики основних вузлів млина – валків, помольного столу, приводних систем та механізмів регулювання процесу подрібнення. Проведено аналіз еволюції конструктивних рішень, а також сучасних інженерних підходів, спрямованих на підвищення питомої продуктивності агрегатів, зниження енерговитрат та покращення технологічної надійності обладнання. Особливу увагу приділено порівнянню ефективності вертикальних валкових млинів із традиційними типами помольного устаткування, з акцентом на їх переваги у виробництві цементу та шлакозлучних в'язких матеріалів.

Ключові слова: вертикальні валкові млини, гранульований шлак, продуктивність млинів, енергоефективність, експлуатаційні характеристики.

COMPARISON OF THE DESIGNS OF WORKING ELEMENTS OF VERTICAL ROLLER MILLS

ABSTRACT. The paper presents a technical and analytical study of the design features of vertical roller mills used for fine grinding of Portland cement and granulated blast-furnace slag. The functional roles and structural characteristics of key mill components – rollers, grinding table, drive systems, and control mechanisms are examined in detail. The evolution of design solutions is analyzed alongside modern engineering approaches aimed at increasing specific throughput, reducing energy consumption, and improving the technological reliability of the equipment. Special attention is given to comparing the performance of vertical roller mills with traditional grinding technologies, emphasizing their advantages in the production of cement and alkali-activated slag-based binders.

Keywords: vertical roller mills, granulated slag, mill productivity, energy efficiency, operational characteristics.

1. Постановка проблеми. Вертикальні валкові млини – це інструменти, що лежать в основі сучасних технологічних процесів у цементній, гірничодобувній та енергетичній промисловості. Їх широко використовують для подрібнення різноманітних матеріалів, серед яких особливе місце займають гранульовані шлаки. В цементному виробництві ці млини стали стандартом, оскільки шлакові цементи, завдяки своїм високим міцнісним характеристикам та стійкості до агресивних середовищ, є незамінними компонентами сучасних будівельних матеріалів.

Сучасний етап розвитку будівельної індустрії характеризується зростаючими вимогами до ефективності технологічних процесів, зокрема на стадії виробництва цементу та обробки гранульованих доменних шлаків. Одним із ключових напрямів наукових досліджень є вдосконалення конструкцій млинів, які забезпечують високі техніко-економічні показники, зокрема високу питому продуктивність при зниженому енергоспоживанні. Рациональне використання енергії під час тонкого помелу є критично важливим для зменшення собівартості будівельних матеріалів та зниження загального вуглецевого сліду галузі. Зростання потужності помольних установок і ускладнення умов

їх експлуатації потребують нових підходів до конструювання робочих органів, таких як ролики, стіл помелу та сепараційні пристрої. Зокрема, дослідження зосереджені на оптимізації геометричних параметрів цих елементів, удосконаленні приводних систем і впровадженні інтелектуальних засобів автоматизації процесу подрібнення.

Водночас робочі елементи млинів функціонують у складних умовах, що супроводжуються інтенсивним абразивним і ударним зносом. Це висуває жорсткі вимоги до їхньої зносостійкості та надійності. Одним із пріоритетних завдань сучасного машинобудування є застосування високоефективних конструкційних матеріалів, включно з легованими сталями, зносостійкими сплавами й інноваційними захисними покриттями. Окрему науково-практичну проблему становлять вібрації, які виникають під час роботи млина і можуть призводити до зниження довговічності обладнання та погіршення стабільності технологічного процесу. У зв'язку з цим актуальною є розробка конструкційних рішень, спрямованих на мінімізацію динамічних навантажень та підвищення надійності агрегатів.

Ще одним важливим аспектом є забезпечення однорідності гранулометричного складу помеленого продукту, оскільки варіації фракційного складу суттєво впливають на якісні характеристики цементу, зокрема його міцність, активність та рівномірність твердіння. Тому оптимізація режимних параметрів процесу подрібнення з метою досягнення стабільного і контрольованого результату є необхідною умовою ефективного функціонування сучасних помольних систем.

2. Аналіз останніх досліджень та публікацій. Конструкція вертикальних валкових млинів в тому вигляді, яка відома нам сьогодні, стала доступною з початку 1900-х років і є загальноприйнятою технологією в цементній, енергетичній промисловості та промисловості переробки корисних копалин. Вертикальні валкові млини визнані одними з найефективніших доступних на даний момент пристроїв для помелу та можуть використовуватися для одночасного помелу і сушіння матеріалів, таких як вапняк, негашене вапно, цементна сировина, тальк, боксит, магнезит, фосфат, польовий шпат, барити, графіт і вугілля. Домінуючим використанням вертикальних валкових млинів є сировина для виробництва цементу та помелу вугілля, але є також чимало прикладів використання вертикальних млинів у гірничій промисловості: Schaefer в своїй роботі [1] описує використання вертикальних валкових млинів для помелу фосфату, тоді інші повідомляють про застосування VRM при помелі мідного, залізного та олов'яного шлаку.

Bouchard J. в роботі [5] та інші [2-4] дослідження показують значну економію енергії в порівнянні з кульовими млинами щонайменше на 25-35% залежно від виду матеріалу. Для дослідження були використані новітні технології сухого помелу у вертикальних валкових млинах, оскільки промисловість будівельних матеріалів стикається з проблемами високої вартості енергії, дефіциту води та суворішими екологічними вимогами.

У статті [6] Lucas R.D. Jensen, Erling Fundal та Per Møller досліджували механізм зношування зносостійких частин вертикальних валкових млинів під час помелу сировинних матеріалів. Дослідження охоплювало макроскопічний і мікроскопічний аналіз зношених частин, а також лабораторні експерименти, що імітують процеси зносу. Використовуючи прозорі вали і столи, дослідники спостерігали рух частинок у шарі матеріалу під час подрібнення, що дозволило виявити зони з високими навантаженнями та деформаціями. Основний механізм зношування – це двокорпусне абразивне стирання, яка спричиняє інтенсивне зношування в зонах високого тиску. Аналіз мікроструктури показав, що тріщини під поверхнею зносостійкого шару валків викликають відшарування цих шарів від основного масиву матеріалу.

Jung O. у своєму дослідженні [7] вертикальних роликових млинів, що використовуються в цементній промисловості для помелу цементної сировини, пуцолану і доменного шлаку, а також для остаточного помелу цементу, наводить дані щодо зношування і зазначає, що втрати зносостійких поверхонь тертя можна мінімізувати шляхом вибору матеріалів для захисту від зносу, таких як легований чавун, підбір

правильної форми та розмірів деталей, що зношуються, зменшення частки високоабразивних компонентів тощо. Ці заходи подовжують термін служби деталей, що зношуються, і забезпечують ефективне змелювання дуже абразивних вихідних матеріалів.

У роботі [8] Kalyagina N. було проведено оцінку працездатності млина з гладкими тарілчастими валками. У процесі дослідження було виявлено причину руйнування секторів млина виробництва компанії FLSmidth. Проведене дослідження виявило причини руйнування деталей валкового млина: при одночасному впливі робочого навантаження та зміщення секторів, що виникає через інтенсивне зношування, сумарні еквівалентні напруження перевищують значення межі витривалості при циклічному навантаженні. Отже, відбувається накопичення втомлюваного руйнування матеріалу, формування та зростання тріщин, що негативно позначається на працездатності млина.

Maruf Hasan, Sam Palaniandy [9] розглянули процес визначення параметрів руйнування в лабораторному вертикальному млині з використанням моделі балансу завантаження. Дослідження проводилося для вивчення впливу експериментальних умов на розподіл часток продукту та генерацію дрібних фракцій. Використовувалась модель для оцінки функцій вибору та руйнування часток при різних умовах роботи млина. Встановлено, що функції вибору та руйнування змінюються в залежності від розміру середовища, швидкості обертання та концентрації твердих речовин. Моделі були використані для передбачення розподілу частинок та їх подрібнення при зміні умов роботи. Виявлено, що збільшення швидкості обертання сприяє більшому подрібненню, а зменшення розміру середовища покращує ефективність руйнування. Результати демонструють, що функція вибору залежить від умов процесу, але залишається лінійною для вапняку.

Турецькі дослідники Altun Deniz, Aydogan Namik [10] представили оцінку продуктивності вертикального роликового млина (VRM) при помелі цементу, зосереджуючись на основних аспектах, таких як ефективність помелу, споживання енергії та якість отриманого продукту. Автори проводять експериментальне дослідження, в якому порівнюють роботу VRM з традиційними кульовими млинами, представляючи дані про операційні параметри та результати виробничих випробувань на цементних заводах. Результати показують, що VRM перевершує традиційні кульові млини за енергоефективністю, а також здатністю отримувати більш дрібні частинки, що є важливим для покращення якості цементу. У статті також розглядаються технологічні вдосконалення, які сприяють цим перевагам, і підкреслюється потенціал для зниження витрат у цементній промисловості завдяки використанню технології VRM. Таким чином, впровадження VRM може значно покращити процес виробництва цементу з точки зору ефективності та економії енергоресурсів.

3. Мета роботи. Вдосконалення конструкцій вертикальних валкових млинів для підвищення ефективності помелу цементу та шлаків шляхом оптимізації робочих органів і зниження енерговитрат.

4. Матеріали та методи. Сьогодні вертикальні валкові млини поступово займають провідні позиції у виробництві цементу та металургії завдяки їхній високій ефективності у процесі помелу. Вони забезпечують подрібнення цементу, шлаків та інших матеріалів із мінімальними витратами енергії. Використання шлаків у цементній промисловості сприяє підвищенню міцності будівельних матеріалів, а також значно знижує викиди CO₂, що сприяє збереженню природних ресурсів та покращенню екологічної стійкості галузі.

Принцип дії вертикального валкового млина представлений на рисунку 1. Матеріал подається через живильний жолоб у центр поворотного розмельного столу 8, що обертається редуктором 10, і під дією відцентрових сил розподіляється під валки 5. Валки формують шар матеріалу та змелюють його. Для захисту від зношування розмельний стіл оснащений футерувальними плитами 7, а валки – бандажами. Змелений матеріал перетікає через край столу, після чого гарячий повітряний потік крізь сопла 13 піднімає його до сепаратора 2. Тут готовий продукт проходить через ротор 1, а грубі частинки повертаються

крізь воронку 3 до млина для повторного помелу. Занадто великі частки виводяться через лоток 12 і транспортуються для повторної переробки. Валки змонтовані на осях, що встановлені на важелях 6. Для забезпечення необхідного зусилля стискання матеріалу між валками та столом при помелі використовують гідроциліндри 9.

Процес помелу у вертикальних валкових млинах базується на стисненні та зсуві в шарі матеріалу. Розподіл напруження у шарі сприяє утворенню мікротріщин, що забезпечує енергоефективне зменшення розміру частинок порівняно з барабаними млинами.

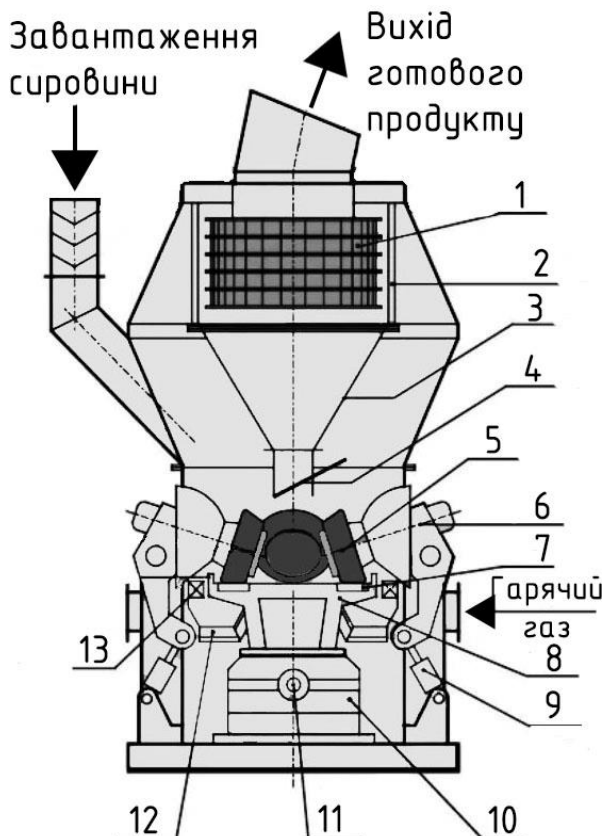


Рис. 1. Конструкція вертикального валкового млина

Fig. 1. Construction of a vertical roller mill

На рисунку 2 показано основні принципові схеми взаємного розташування розмелювальних елементів середньохідних млинів. В залежності від виробника суттєво різняться конструкція поротного столу, конструкція і кількість роликів та пристроїв забезпечення необхідного натискання розмелювальних елементів.

Розмелювальні пристрої (рис. 2) складаються з обертового столу 2, поверхня якого захищена бронею 3, і роликів 1 або куль 7, що котяться по столу. Розташування поверхні столу та роликів може бути різним: горизонтальним (рис. 2, а, г, д, е), слабопохилим (б), або крутопохилим (в). Форма поверхні помольних тіл так само, як і стіл, виконується різною: гладкою (рис. 2, а, б, в, д) або тороїдальною (е). Подача повітря до розмелювальних елементів здійснюється через напрямні сопла 4, які роблять закріпленими на корпусі 5 млина (рис. 2, а, б, в, г, е) або безпосередньо на обертовому помольному столі 2.

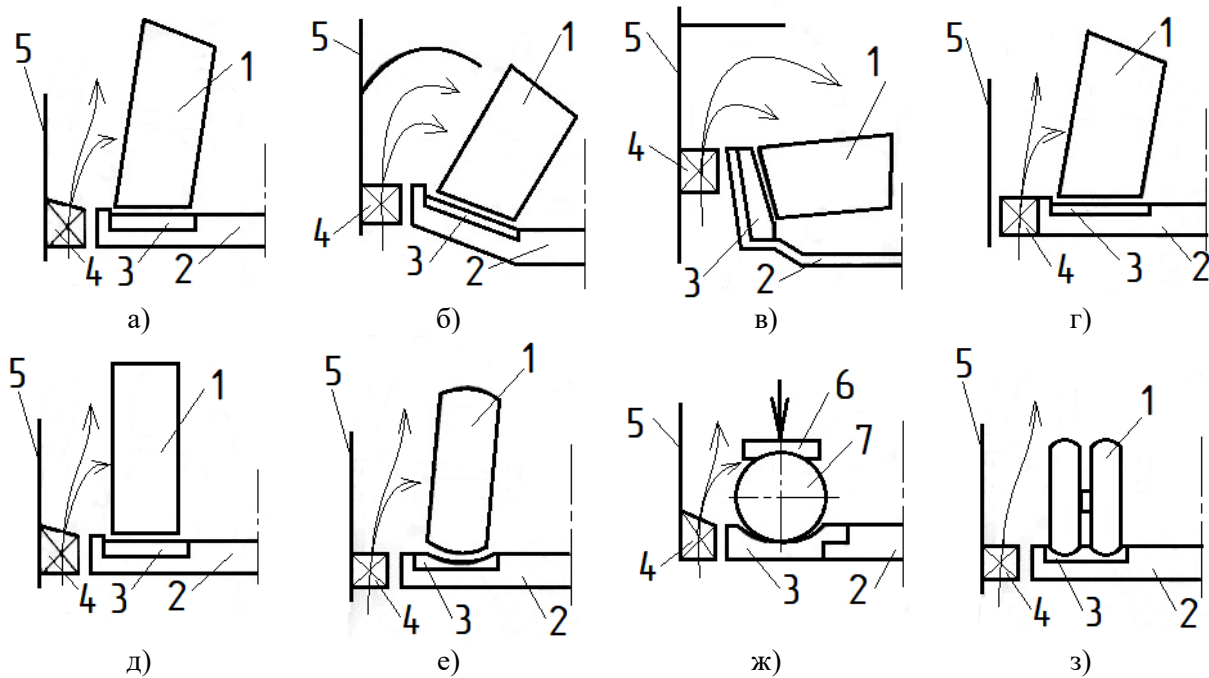


Рис. 2. Основні схеми розташування робочих елементів у вертикальних валкових млинах: 1 – валок; 2 – помольний стіл; 3 – бронеплита; 4 – пристрій подачі повітря; 5 – корпус млина; 6 – напірне кільце; 7 – кулі.

Fig. 2. Main schemes of grinding elements in vertical roller mills: 1 - Roller; 2 - Table; 3 - Armor plate; 4 - Air supply devices; 5 - Mill housing; 6 - Pressure ring; 7 - Balls

Сучасні вертикальні валкові млини оснащуються високотехнологічними системами автоматизованого управління, які інтегрують алгоритми штучного інтелекту та методи машинного навчання для адаптивної оптимізації параметрів помелу. Такі інтелектуальні системи забезпечують обробку технологічних даних у режимі реального часу, що дозволяє оперативно коригувати робочі режими з метою досягнення максимального рівня продуктивності, енергоефективності та стабільної якості продукту.

Актуальні конструктивні рішення орієнтовані на принципи сталого розвитку, зокрема на мінімізацію питомого енергоспоживання та зменшення викидів вуглекислого газу у виробничому циклі. Запровадження теплотехнічних рішень, зокрема систем рекуперації тепла, дозволяє підвищити загальну енергоефективність помельного процесу. Вдосконалені інженерні підходи до конструкції корпусу млина та віброізоляційних систем спрямовані на зниження рівня шуму й вібрацій, що розширює можливості експлуатації обладнання у зонах з підвищеними екологічними вимогами. Отже сучасні конструкції млинів передбачають модульний підхід до формування вузлів, що забезпечує оперативну заміну зношених елементів та гнучку адаптацію агрегату під різні види матеріалів з урахуванням їх фізико-механічних властивостей.

Зростання вимог до сили притискання валків до робочої поверхні зумовило відмову від традиційних пружинних вузлів, які забезпечували одночасне зусилля на опозитні валки, на користь індивідуальних гідравлічних циліндрів. Це дозволило здійснювати точне регулювання тиску кожного валка окремо відповідно до властивостей матеріалу, що подрібнюється. Перехід від м'яких матеріалів, таких як вугілля, до високоміцних і абразивних компонентів - зокрема гранульованих шлаків – призвів до суттєвого збільшення зношування елементів помельної зони, передусім поверхонь валків і помельного столу. Якщо для вугілля було достатньо поверхневої твердості валка на рівні HRC 52 при хвилястості до 3 мм і товщині футерувального шару не менше 6,5 мм, то для шлакових матеріалів стали необхідними нові типи зносостійких наплавок та облицювань з підвищеними експлуатаційними характеристиками.



Рис.4. Характер зношування поверхні помольного стола.

Fig. 4. Wear pattern of the grinding table surface.

Одним із перспективних підходів до підвищення зносостійкості елементів помольного тракту є застосування полімер-металевих композиційних матеріалів (рис. 5), які демонструють кращі експлуатаційні характеристики порівняно з традиційними матеріалами, такими як леговані сталі або високоміцний чавун. Завдяки поєднанню високої механічної міцності, ударної в'язкості та низького коефіцієнта тертя, полімер-металеві композити дозволяють істотно знизити інтенсивність зношування функціональних поверхонь. Використання таких матеріалів сприяє зменшенню частоти технічного обслуговування та скороченню витрат на ремонтні роботи, що безпосередньо впливає на економічну доцільність експлуатації млина. Крім того, результати експериментальних і промислових досліджень засвідчують, що впровадження полімер-металевих композитів забезпечує стабільну продуктивність млинів навіть у режимі тривалого циклічного навантаження. Подовження ресурсу основних вузлів без погіршення їх технічного стану позитивно впливає на загальну надійність системи подрібнення та мінімізує ризики незапланованих простоїв, які можуть спричинити значні втрати у виробничому процесі.

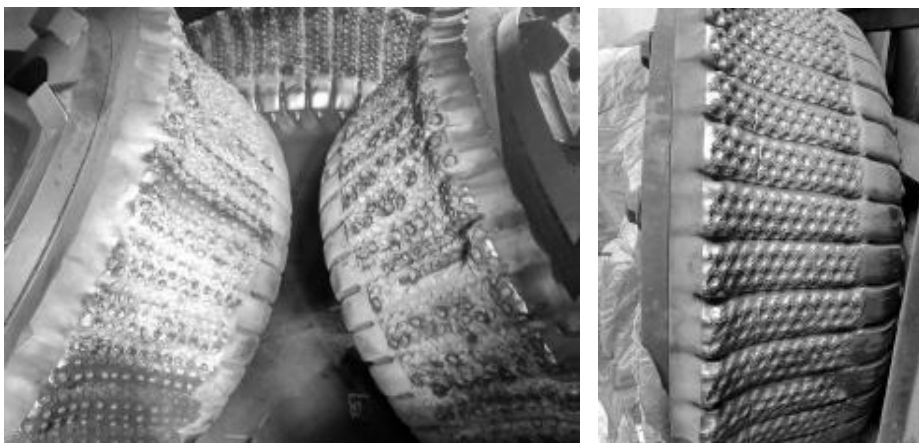


Рис.5. Характер зношування поверонь молотильних елементівстола.

Fig. 5. Wear pattern of the grinding table surface elements

6. Висновки. Вертикальні валкові млини демонструють високий потенціал подальшого розвитку завдяки їхній підвищеній енергоефективності, екологічній прийнятності та здатності адаптуватися до широкого спектра помельної сировини. Інтеграція сучасних засобів автоматизації та інтелектуальних систем керування технологічним процесом створює передумови для гнучкого регулювання режимів подрібнення, що сприяє зниженню питомих енерговитрат і обмеженню техногенного впливу на довкілля.

Застосування інноваційних конструкційних матеріалів, зокрема зносостійких сплавів і композитів, у поєднанні з модульним принципом побудови агрегатів, забезпечує підвищення експлуатаційної надійності обладнання, спрощення технічного обслуговування та зменшення витрат на ремонтно-відновлювальні роботи.

Унаслідок високої технологічної гнучкості, низького рівня експлуатаційних витрат і тривалого ресурсу основних функціональних елементів вертикальні валкові млини набувають стратегічного значення як базова технологія в цементній, металургійній та вугільній промисловостях, забезпечуючи стабільне та енергоощадне здійснення процесу тонкого помелу.

Список використаних джерел

1. Schaefer H.V. (2001) Loesche vertical roller mills for the comminution of ores and minerals, *Minerals Engineering*, 14, 10, 1155-1160.
2. Barry A. Wills, James Finch Wills' (2015). *Mineral Processing Technology An Introduction to the Practical Aspects of Ore Treatment and Mineral Recovery*. 8th Edition.
3. Altun, D., H. Benzer, N. Aydogan, and C. Gerold. (2017). Operational parameters affecting the vertical roller mill performance. *Minerals Engineering* 103-104:67-71.
4. Simmons M, Gorby L, Terembula J. (2005). Operational experience from the United States' first vertical roller mill for cement grinding. 2005 IEEE. Cement Industry Technical Conference. Conference Record. p. 241-249.
5. Bouchard, J, et al. (2019). Breaking Down Energy Consumption in Industry Grinding Mills.. 4, s.l.: CIM Journal, Vol. 10, pp. 157-164.
6. Lucas R.D. Jensen, Erling Fundal, Per Møller. (2011). Wear mechanism of abrasion resistant wear parts in raw material vertical roller mills/ *Wear* 271. 2707-2719
7. Jung O. (2000). Wear protection in vertical roller mills. *ZKG International*;31(9):252–261.
8. Kalyagina N.V., et al. (2020). *Journal of Engineering Researches*;21(3):181–188.
9. Maruf Hasan, Sam Palaniandy, Marko Hilden, Malcolm Powell (2017) Calculating breakage parameters of a batch vertical stirred mill. *Minerals Engineering* 111 229–237.
10. Altun Deniz, Aydogan Namik, et al. (2017). Performance Evaluation of Vertical Roller Mill in Cement Grinding: Case Study ESCH Cement Plant. Conference Paper, September 2017.

References:

1. Schaefer, H. V. (2001). Loesche vertical roller mills for the comminution of ores and minerals. *Minerals Engineering*, 14(10), 1155–1160. [https://doi.org/10.1016/S0892-6875\(01\)00172-7](https://doi.org/10.1016/S0892-6875(01)00172-7)
2. Wills, B. A., & Finch, J. (2015). *Wills' mineral processing technology: An introduction to the practical aspects of ore treatment and mineral recovery* (8th ed.). Butterworth-Heinemann.
3. Altun, D., Benzer, H., Aydogan, N., & Gerold, C. (2017). Operational parameters affecting the vertical roller mill performance. *Minerals Engineering*, 103–104, 67–71. <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2016.09.002>.
4. Simmons, M., Gorby, L., & Terembula, J. (2005). Operational experience from the United States' first vertical roller mill for cement grinding. In 2005 IEEE Cement Industry Technical Conference. Conference Record (pp. 241–249). IEEE. <https://doi.org/10.1109/CITCON.2005.1547326>.
5. Bouchard, J., Radziszewski, P., & Levesque, M. (2019). Breaking down energy consumption in industry grinding mills. *CIM Journal*, 10(4), 157–164.
6. Jensen, L. R. D., Fundal, E., & Møller, P. (2011). Wear mechanism of abrasion resistant wear parts in raw material vertical roller mills. *Wear*, 271(9–10), 2707–2719. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2011.01.082>
7. Jung, O. (2000). Wear protection in vertical roller mills. *ZKG International*, 31(9), 252–261.
8. Kalyagina, N. V., et al. (2020). *Journal of Engineering Researches*, 21(3), 181–188.
9. Hasan, M., Palaniandy, S., Hilden, M., & Powell, M. (2017). Calculating breakage parameters of a batch vertical stirred mill. *Minerals Engineering*, 111, 229–237. <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2017.06.014>.
10. Altun, D., Aydogan, N. A., Altun, O., & Benzer, A. H. (2017, September). Performance evaluation of vertical roller mill in cement grinding: Case study ESCH Cement Plant. Paper presented at the European Symposium on Comminution and Classification (ESCC 2017), Luxembourg.

УДК 621.396.6

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0514>
¹Юрій Човнюк,

кандидат технічних наук, доцент, <https://orcid.org/0000-0002-0608-0203>, e-mail: ychovnyuk@ukr.net
²Андрій Задорожний,

кандидат технічних наук, доцент, <https://orcid.org/0000-0002-1031-0585>, e-mail: zsnj1971@ukr.net
¹Петро Чередніченко,

доцент, <https://orcid.org/0000-0001-7161-661X>, e-mail: petro_che@ukr.net
¹Ольга Остапущенко,

кандидат технічних наук, доцент, <https://orcid.org/0000-0001-8114-349X>, e-mail: olga_ost_17@ukr.net
¹Ігор Кравченко,

<https://orcid.org/0000-0001-7077-1546>, e-mail: kim-ua@i.ua
¹Київський Національний університет будівництва і архітектури, просп. Повітряних сил, 31, м. Київ, 03037, Україна

²Військовий інститут танкових військ Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків,

ОЦІНКА ПАРАМЕТРІВ НЕСТАЦІОНАРНИХ КОЛИВАНЬ БУДІВЕЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН У ПРОЦЕСІ ЇХ ВІБРОВИПРОБУВАНЬ

АНОТАЦІЯ. При випробуваннях різноманітних будівельних механізмів і машин методом коливання частоти вони знаходяться під впливом (причому послідовним) вібрацій на усіх частотах заданого діапазону. Вибір режимів прискорених випробувань на вплив синусоїдальної вібрації при змінній частоті збудження вимагає визначення параметрів динамічних амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) вказаних вище машин і механізмів. Приведені розв'язки диференціального рівняння руху вантажу при кінематичному збудженні й результати теоретичного дослідження АЧХ механічних систем з одним ступенем вільності рухів при нестационарних коливаннях. Визначені параметри динамічних АЧХ у залежності від швидкості сканування частоти. За результатами обробки даних отримані емпіричні залежності для знаходження величини максимального відносного коефіцієнта передачі за прискоренням, коефіцієнта зміщення частоти максимуму динамічної АЧХ відносно частоти власних коливань, коефіцієнта розширення динамічної резонансної смуги, коефіцієнта зміщення середньої частоти АЧХ відносно частоти власних коливань при експоненціальному й лінійному законах сканування частоти.

Ключові слова: будівельні механізми, машини, прискорені вібровипробування, синусоїдальна вібрація, нестационарні коливання, резонанс, амплітудно-частотні характеристики.

ESTIMATION OF PARAMETERS OF NON-STATIONARY VIBRATIONS OF CONSTRUCTION MECHANISMS AND MACHINES IN THE PROCESS OF THEIR VIBRATION TESTS

ABSTRACT. When various construction mechanisms and machines are tested by the frequency oscillation method, they are subjected to vibration (and sequentially) at all frequencies of the specified range. The choice of modes of accelerated tests for exposure to sinusoidal vibration at variable frequency excitation requires the determination of parameters of dynamic amplitude-frequency characteristics (AFC) of the above machines and mechanisms. The solutions of the differential equation of motion of the load at kinematic excitation and the results of theoretical study of AFC of mechanical systems with one degree of freedom of motion at unsteady oscillations are given. The parameters of dynamic AFC depending on the frequency scanning speed are determined. According to the results of data processing, empirical dependences for finding the value of the maximum relative acceleration transfer coefficient, the coefficient of displacement of the maximum frequency of the dynamic AFC relative to the frequency of natural oscillations, the coefficient of expansion of the dynamic resonance band, the coefficient of displacement of the average frequency of the AFC relative to the frequency of natural oscillations at exponential and linear laws of frequency scanning have been obtained.

Key words: construction mechanisms, machines, accelerated vibration tests, sinusoidal vibration, unsteady vibrations, resonance, amplitude-frequency characteristics.

1. Постановка проблеми. Вибір та оцінка параметрів нестационарних коливань механізмів і (гусеничних) будівельних машин у процесах їх прискорених вібровипробувань є доволі складною теоретичною та практичною задачею. Зокрема, при проведенні вказаних прискорених випробувань будівельних машин/механізмів з гусеничною ходою необхідно змінювати частоту вібрацій (тобто, у цьому випадку частота вібровипробувань стає коливаючою). На об'єкт, який знаходиться в умовах прискорених вібровипробувань, суттєво впливають всі частоти заданого діапазону, котрі, у свою чергу, створюють послідовний вібраційний вплив. Вибір режимів таких випробувань нерозривно пов'язаний з визначенням цілої низки параметрів, зокрема, динамічних АЧХ будівельних машин і механізмів (особливо тих, які засновані на гусеничній ході). Тому нагальною є проблема створення адекватної фізико-механічної та математичної моделей прискорених вібровипробувань машин й механізмів вказаного вище класу. Саме обґрунтуванню й всебічному дослідженню таких моделей прискорених вібровипробувань і присвячена дана робота.

2. Аналіз публікацій по темі дослідження. Проблемі оцінки параметрів нестационарних коливань механічних систем, машин і механізмів присвячена велика кількість робіт [1-7], які, зокрема, детально вивчають різноманітні характеристики вказаних об'єктів, а також прискіпливо аналізують різними методами [2-4] особливості вимушених коливань, особливості руху вібромашин, деформованих систем при проходженні через резонанс [3, 5-7]. Однак, на думку авторів даного дослідження, проблемі оцінки параметрів нестационарних коливань будівельних механізмів і машин (на гусеничній ході), які слід доволі точно визначати при прискорених вібровипробуваннях, не приділено у сучасній науково-технічній літературі належної уваги. Автори даної роботи сподіваються, що вказані вище проблеми будуть частково вирішені саме у цьому дослідженні.

3. Мета роботи полягає у обґрунтуванні фізико-механічної та математичної моделей, які дозволять проводити оцінку параметрів нестационарних коливань (гусеничних) будівельних машин і механізмів у процесах їх прискорених вібровипробувань, при проходженні через резонанс, визначати з високою точністю АЧХ.

4. Виклад основного змісту дослідження. Вибір режимів прискорених вібровипробувань будівельних машин та механізмів на вплив синусоїдальної вібрації при змінній частоті збудження вимагає визначення параметрів їх динамічних амплітудно-частотних характеристик. Подамо будівельну машину чи механізм як систему із зосередженими параметрами, тобто використаємо їх дискретну модель, у якій лінійна механічна система з одним ступенем вільності руху складається з вантажу маси m на пружині жорсткості c й демпфера в'язкого тертя з коефіцієнтом демпфування μ .

Диференціальне рівняння руху вантажу при кінематичному збудженні (за рахунок руху основи, на яку спирається вантаж), має вигляд:

$$m \cdot \ddot{z} + \mu \cdot (\dot{z} - \dot{x}) + c \cdot (z - x) = 0, \quad (1)$$

де: z – абсолютне переміщення маси, x – переміщення основи.

Введемо у рівняння добротність механічної системи (будівельного механізму/машини) Q , кутову частоту власних недемпфованих коливань системи (ω_0). Після виділення у ліву і праву частини залежних від x та z величин рівняння (1) приймає наступний вигляд:

$$\ddot{z} + \frac{\omega_0}{Q} \cdot \dot{z} + \omega_0^2 \cdot z = \omega_0^2 \cdot x + \frac{\omega_0}{Q} \cdot \dot{x}. \quad (2)$$

Перейдемо далі від рівняння переміщень до диференціального рівняння прискорень. Двічі диференціюючи праву і ліву частини виразу (2), нехтуючи початковою фазою коливань й подаючи прискорення основи у комплексній формі

$$j_x = A_{jx} \cdot \exp(i \cdot \varphi(t)), \quad i^2 = -1, \quad (3)$$

отримаємо рівняння

$$\frac{d^2 j_z}{dt^2} + \frac{\omega_0}{Q} \cdot \frac{dj_z}{dt} + \omega_0^2 \cdot j_z = \omega_0 \cdot \left(\omega_0 + i \cdot \frac{\omega}{Q} \right) \cdot A_{jx} \cdot \exp[i \cdot \varphi(t)], \quad (4)$$

де j_z – прискорення маси. Частота збудження залежить від часу, а амплітуда прискорення основи постійна, тобто:

$$\omega = \dot{\varphi}(t), \quad A_{jx} = \text{const}. \quad (5)$$

Із урахуванням початкових умов $j_z = \frac{dj_z}{dt} = 0$ при $t = 0$ матимемо абсолютне прискорення системи у наступному вигляді:

$$j_z = \frac{\omega_0}{\omega^*} \cdot \int_0^t \left[\omega_0 + i \cdot \frac{\omega(\tau)}{Q} \right] \cdot A_{jx} \cdot \exp \left[\frac{\omega_0}{2Q} \cdot (\tau - t) + i\varphi(\tau) \right] \cdot \sin[\omega^*(t - \tau)] d\tau, \quad (6)$$

у котрому власна частота демпфованої системи:

$$\omega^* = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}}. \quad (7)$$

Для визначення амплітуди абсолютного прискорення системи $A_{jz} = |j_z|$ за заданих прискорень основи A_{jx} в умовах нестационарних коливань знайдемо коефіцієнти передачі системи по прискоренню:

$$K_j = \frac{A_{jz}}{A_{jx}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}}} \cdot \left| \int_0^t \left[\omega_0 + i \cdot \frac{\omega(\tau)}{Q} \right] \cdot \exp \left\{ \frac{\omega_0}{2Q} \cdot (\tau - t) + i \cdot \varphi(\tau) \right\} \cdot \sin \left[\omega_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}} \cdot (t - \tau) \right] d\tau \right|. \quad (8)$$

Знаючи дійсну $\text{Re } I$ та уявну $\text{Im } I$ частини інтегралу (8):

$$\text{Re } I = \int_0^t \exp \left[\frac{\omega_0}{2Q} \cdot (\tau - t) \right] \cdot \sin \left[\omega_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}} \cdot (t - \tau) \right] \cdot \left\{ -\frac{\omega(\tau)}{Q} \cdot \sin \varphi(\tau) + \omega_0 \cdot \cos \varphi(\tau) \right\} d\tau, \quad (9)$$

$$\text{Im } I = \int_0^t \exp \left[\frac{\omega_0}{2Q} \cdot (\tau - t) \right] \cdot \sin \left[\omega_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}} \cdot (t - \tau) \right] \cdot \left\{ \frac{\omega(\tau)}{Q} \cdot \cos \varphi(\tau) + \omega_0 \cdot \sin \varphi(\tau) \right\} d\tau, \quad (10)$$

можна обчислити коефіцієнт передачі за прискоренням:

$$K_I = \frac{\sqrt{(\text{Re } I)^2 + (\text{Im } I)^2}}{\sqrt{1 - \frac{1}{4Q^2}}}. \quad (11)$$

Для практики вібровипробувань будівельних машин і механізмів найбільший інтерес становлять експоненціальний та лінійний закони сканування частоти збудження в інтервалі $f_n - f_b$ (тут f_n – нижня, f_b – верхня лінійна частота коливань відповідно).

Введемо поняття приведенного числа коливань, яке будемо визначати як відношення числа збуджуючих коливань у резонансній смузі до добротності. Для експоненціального та лінійного законів сканування частоти відповідно розрахунок виконуємо за формулами:

$$n_{1Q} = \frac{\omega_0}{Q^2 \cdot v_{1\omega} \cdot \ln 2}, \quad n_{2Q} = \frac{\omega_0}{Q^2 \cdot v_{2\omega}}, \quad (12)$$

де $v_{1\omega}, v_{2\omega}$ – швидкість сканування частоти відповідно для експоненціального та лінійного законів сканування.

Найважливішою характеристикою динамічних процесів при нестационарних коливаннях будівельних машин і механізмів є максимальне значення коефіцієнта передачі за прискоренням:

$$K_{j\max} = A_{jz\max} / A_{jx}. \quad (13)$$

Для отримання узагальненої залежності при різних добротностях Q зручно оперувати з відносним $K_{j\text{відн.}}$, котрий визначається як відношення $K_{j\max}$ при нестационарних коливаннях до значення $k_j = 0$ при стаціонарних (усталених) коливаннях:

$$K_{j\text{відн.}} = K_{j\max} / Q. \quad (14)$$

Розрахунки на ПЕОМ проводились при різних значеннях n_Q й добротності $Q = 10, 20, 40, 80, 160$ для експоненціального закону сканування частоти й $Q = 10, 20, 40, 80$ для лінійного закону. За результатами обробки даних отримані емпіричні залежності для знаходження величини максимального відносного коефіцієнта передачі за прискоренням, коефіцієнта зміщення частоти максимуму динамічної АЧХ відносно частоти власних коливань, коефіцієнта розширення динамічної резонансної смуги, коефіцієнта зміщення середньої частоти АЧХ відносно частоти власних коливань.

На рис. 1 надані АЧХ механічної системи (яка моделює будівельну машину/механізм у межах системи із зосередженими параметрами) за лінійного закону сканування частоти.

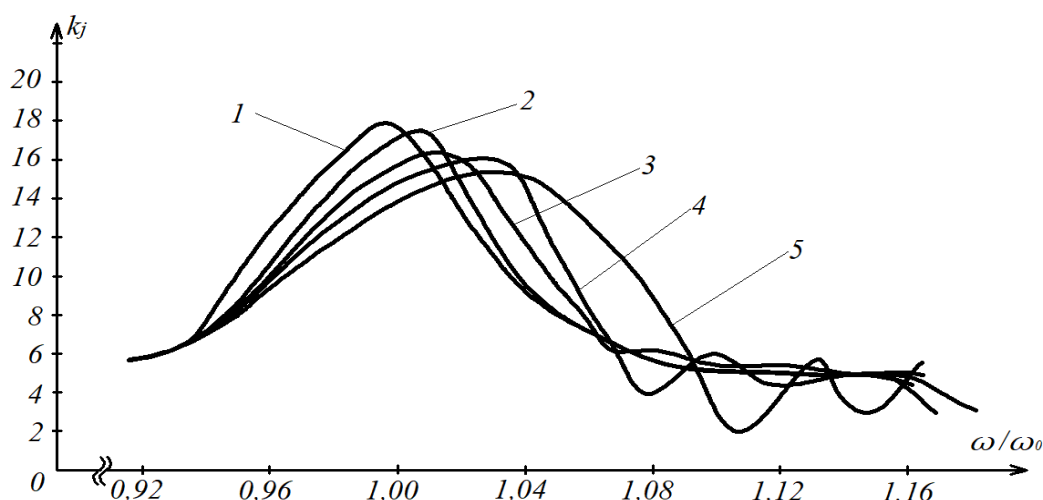


Рис. 1. АЧХ системи:

1 – стаціонарна АЧХ при усталених коливаннях; 2 – динамічна АЧХ при $n_{2Q} = 12,96$;
3 – при $n_{2Q} = 5,76$; 4 – при $n_{2Q} = 4,00$; 5 – при $n_{2Q} = 2,56$.

Fig. 1 Amplitude-frequency response of system

1 – stationary frequency response during steady oscillations; 2 – dynamic frequency response at $n_{2Q} = 12,96$;
3 – at $n_{2Q} = 5,76$; 4 – at $n_{2Q} = 4,00$; 5 – at $n_{2Q} = 2,56$.

Для реального резонатора (будівельної машини/механізма) з добротністю $Q = 98$, резонансною частотою $\omega_0 = 316,9$ Гц нестационарні коливання реєструвались на запам'ятовуючому осцилографі. Збудження резонатора здійснювали у діапазоні $f_b = (290 - 341)$ Гц. Швидкість сканування частоти встановлювали рівною $v_{2\omega} = 10, 50, 100$ Гц/с. При постійній амплітуді прискорення столу вібростенда 57 м/с^2 вимірювали максимальну амплітуду прискорення резонатора у відносних одиницях. Також визначали амплітуду прискорення за усталених резонансних коливань, коли $f_b = f_n = f_{res}$ й $v_{2\omega} = 0$.

На рис.2 зображена осцилограма нестационарних коливань резонатора при швидкості сканування частоти $v_{2f} = 100$ Гц/с ($n_{2Q} = 1,31$).

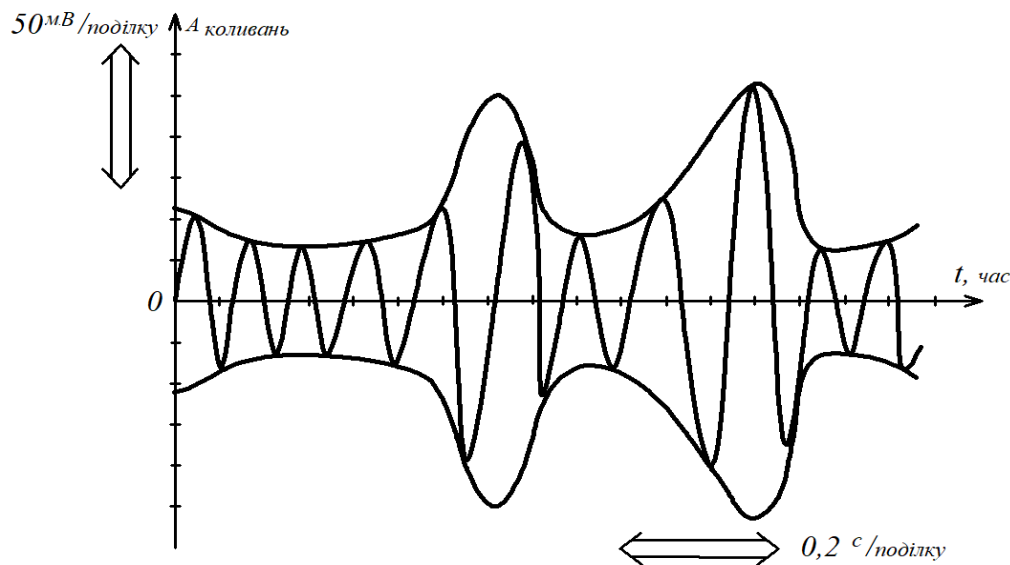


Рис. 2. Ескіз осцилограми нестационарних коливань резонатора будівельної машини (на гусеничній ході) при швидкості сканування частоти $v_{2f} = 100 \text{ Гц/с} = v_{2\omega} = 628 \text{ рад/с}$ ($n_{2Q} = 1,31$)

Fig. 2 Sketch of the oscillogram of non-stationary oscillations of the resonator of a construction machine (on a crawler) at a frequency scanning speed $v_{2f} = 100 \text{ Hz/s} = v_{2\omega} = 628 \text{ rad/s}$ ($n_{2Q} = 1,31$)

Висновки. 1. У роботі обґрунтована методика випробувань будівельних машин і механізмів методом коливання частоти, при використанні котрого вказані механічні системи знаходяться під впливом вібрацій на всіх частотах заданого діапазону.

2. Визначені основні параметри динамічних амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) механічних систем при виборі режимів їх прискорених випробувань на вплив синусоїдальної вібрації при змінній частоті збудження.

3. Наведені розв'язки модельного диференціального рівняння руху механічної системи при кінематичному збудженні й результати експериментально-теоретичного дослідження АЧХ вказаних систем при нестационарних коливаннях.

4. Визначені параметри динамічних АЧХ у залежності від швидкості сканування частоти.

5. За результатами обробки даних отримані емпіричні залежності для знаходження величини максимального відносного коефіцієнта передачі по прискоренню, коефіцієнта зміщення частоти максимуму динамічної АЧХ відносно частоти власних коливань, коефіцієнта розширення частоти власних коливань, коефіцієнта розширення динамічної резонансної смуги, коефіцієнта зміщення середньої частоти АЧХ відносно частоти власних коливань при експоненціальному й лінійному законах сканування частоти.

6. Отримані у роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення й вдосконалення існуючих інженерних методів оцінки параметрів нестационарних коливань будівельних механізмів і машин, інших механічних систем у процесах їх прискорених вібровипробувань як на стадіях моделювання/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

Список використаних джерел

1. Arnold, V. I. *Mathematical Methods of Classical Mechanics*. – 2nd ed. – New York: Springer-Verlag, 1989. – 520 с. – (Graduate Texts in Mathematics; Vol. 60).
2. Lewis F.M. *Vibration During Acceleration Trough a Critical Speed*. Translations of the ASME. 1932/ Vol. 54. # 23. P. 253.
3. Tondl, A. To the problem of forced vibration at the passage through critical speed // *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*. – 1963. – Vol. 27, № 1. – P. 182–186.
4. Сандерс, Дж. А., & Верхюлст, Ф. Методи усереднення в нелінійних динамічних системах (2-е вид.). – Нью-Йорк: Шпрінгер, 2007.
5. Филипов, А. П., & Голоскоков, Е. Г. *Нестационарные колебания механических систем*. – К.: Наукова думка, 1966. – 336 с.
6. Филипов, А. П., & Голоскоков, Е. Г. *Нестационарные колебания деформованных систем*. – К.: Наукова думка, 1977. – 340 с.
7. Назаренко І.І., Кобижський М.Г. Дослідження руху вібромашин при проходженні через резонанс. *Техніка будівництва*. 2010. № 25. С. 20-23.
8. Джонсон, К. Х., & Адамс, В. Р. *Електромагнітні завади та сумісність в електронних системах*. – Нью-Йорк: Вайлі, 1993.
9. Лі, Т. Х., & Міллер, М. М. *Вібрації та удари в електроніці: Теорія та практика*. – Нью-Йорк: Мак-Гроу-Гілл, 1992.
10. Інман, Д. Дж. *Інженерні вібрації*. – Верхній Седдл Рівер, Нью-Джерсі: Пірсон, 2013.

References:

1. Arnold, V. I. (1989). *Mathematical methods of classical mechanics* (2nd ed., Vol. 60). New York, NY: Springer-Verlag.
2. Lewis F.M. *Vibration During Acceleration Trough a Critical Speed*. Translations of the ASME. 1932/ Vol. 54. # 23. P. 253.
3. Tondl, A. (1963). To the problem of forced vibration at the passage through critical speed. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, 27(1), 182–186.
4. Sanders, J. A., & Verhulst, F. (2007). *Averaging methods in nonlinear dynamical systems* (2nd ed.). New York: Springer.
5. Filippov, A. P., & Goloskokov, E. G. (1966). *Nesatsionarnye kolivannya mekhanicheskikh system* [Non-stationary oscillations of mechanical systems]. Kyiv: Naukova Dumka..
6. Filippov, A. P., & Goloskokov, E. G. (1977). *Nesatsionarnye kolivannya deformovanykh system* [Non-stationary oscillations of deformable systems]. Kyiv: Naukova Dumka.
7. Nazarenko, I. I., & Kobyzhs'kyi, M. H. (2010). *Doslidzhennia rukhiv vibromashyn pry prokhodzhenni cherez rezonans* [Research of the motion of vibro-machines during resonance passage]. *Tekhnika budivnytstva*, 25, 20–23.
8. Johnson, C. H., & Adams, W. R. (1993). *Electromagnetic interference and compatibility in electronic systems*. New York: Wiley.
9. Lee, T. H., & Miller, M. M. (1992). *Vibration and shock in electronics: Theory and practice*. New York: McGraw-Hill.
10. Inman, D. J. (2013). *Engineering vibration*. Upper Saddle River, NJ: Pearson.

УДК 621.926.2

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0515>¹Іван Назаренко,доктор технічних наук, доцент кафедри Машин і обладнання технологічних процесів,
<https://orcid.org/0000-0002-1888-3687>, e-mail: nazarenko.ii@knuba.edu.ua¹Євген Міщук,кандидат технічних наук, доцент кафедри Машин і обладнання технологічних процесів,
<https://orcid.org/0000-0002-7850-0975>, e-mail: mischuk.ieo@knuba.edu.ua¹Петро Ладкін,аспірант спеціальності 131 «Прикладна механіка», e-mail: ladkin_py-2022@knuba.edu.ua¹Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури, просп. Повітряних сил 31, м. Київ, 03037, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ З ВРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ СИЛ

АНОТАЦІЯ. Виробництво будівельних матеріалів є в значній мірі енергозатратним процесом. Більшість будівельних матеріалів виготовляється на гірських кар'єрах та заводах або отримується внаслідок переробки будівельних відходів. Одне з ключових місць в ланцюгу виготовлення будівельних матеріалів посідає дробильна техніка. Конструкції більшості дробильних машин не зазнавали глобальних змін на протязі сторіччя і не відповідають сучасним вимогам енергоефективності. Такі дробильні машини прийнято називати дробарки з ексцентриковим приводом. Перспективним напрямком розвитку дробильної техніки, який усуває недоліки дробарок з ексцентриковим приводом є вібраційні дробарки. Використання вібраційного приводу є новим напрямком в розвитку конструкцій машин для подрібнення матеріалів. Одним із типів вібраційних щоккових дробарок є дробарки з важким корпусом і маятником, які являють собою машини, що складаються з важкого корпусу, всередині якого здійснює зворотно-поступальні рухи підвішений ударник. Особливістю таких дробарок є те, що вони мають дві камери подрібнення. Вібраційна щоккова дробарка із трьома коливальними масами відноситься до опсаного вище типу машин. Дана дробарка може стабільно працювати в міжрезонансному режимі при подрібненні крихких матеріалів і відрізняється низькими витратами енергії. До недоліків таких машин відносять значну масу та енергонапруженість корпусу. Проте більшість конструкцій вібраційних щоккових дробарок є малодослідженими, що стримує їх більш широке впровадження. В свою чергу різні за властивостями матеріали та широкий спектр вимог в залежності від потреб сучасного будівництва, потребують раціонального підходу до процесу подрібнення, оптимізації та інтенсифікації процесу на кожній стадії. В роботі розглянуто амплітудо-частотні характеристики коливань мас вібраційної щоккової дробарки з врахування дисипації енергії в елементах конструкції машини.

Ключові слова: вібраційна щоккова дробарка, енергоефективність, дисипація енергії, частота коливань, амплітуда коливань, пружність системи.

STUDY OF VIBRATING JAW CRUSHER PARAMETERS TAKING INTO ACCOUNT DISSIPATIVE FORCES

ABSTRACT. The production of building materials is a largely energy-intensive process. Most building materials are produced in quarries and factories or are obtained as a result of the processing of construction waste. One of the key places in the chain of production of building materials is occupied by crushing equipment. The designs of most crushing machines have not undergone global changes for a century and do not meet modern energy efficiency requirements. Such crushing machines are commonly called eccentric drive crushers. A promising direction in the development of crushing equipment that eliminates the disadvantages of eccentric drive crushers are vibrating crushers. The use of a vibrating drive is a new direction in the development of machine designs for crushing materials. One type of vibrating jaw crushers is heavy-body and pendulum crushers, which are machines consisting of a heavy body, inside which a suspended striker performs reciprocating movements. A feature of such crushers is that they have two crushing chambers. A vibrating jaw crusher with three vibrating masses belongs to the type of machines

described above. This crusher can operate stably in the interresonant mode when crushing fragile materials and is characterized by low energy consumption. The disadvantages of such machines include a significant mass and energy intensity of the housing. However, most designs of vibrating jaw crushers are poorly studied, which hinders their wider implementation. In turn, materials with different properties and a wide range of requirements depending on the needs of modern construction require a rational approach to the crushing process, optimization and intensification of the process at each stage. The paper considers the amplitude-frequency characteristics of mass oscillations of a vibrating jaw crusher, taking into account energy dissipation in the machine's structural elements.

Keywords: *vibrating jaw crusher, energy efficiency, energy dissipation, oscillation frequency, oscillation amplitude, system elasticity.*

1. Постановка проблеми.

Виробництво будівельних матеріалів є в значній мірі енергозатратним процесом. Більшість будівельних матеріалів виготовляється на гірських кар'єрах та заводах або отримується внаслідок переробки будівельних відходів [1]. Одне з ключових місць в ланцюгу виготовлення будівельних матеріалів посідає дробильна техніка [2]. Конструкції більшості дробильних машин не зазнавали глобальних змін на протязі сторіччя і не відповідають сучасним вимогам енергоефективності [3]. Такі дробильні машини прийнято називати дробарки з ексцентриковим приводом [4]. Перспективним напрямком розвитку дробильної техніки, який усуває недоліки дробарок з ексцентриковим приводом є вібраційні дробарки. Використання вібраційного приводу є новим напрямком в розвитку конструкцій машин для подрібнення матеріалів [5]. Одним із типів вібраційних щоккових дробарок є дробарки з важким корпусом і маятником, які являють собою машини, що складаються з важкого корпусу, всередині якого здійснює зворотно-поступальні рухи підвішений ударник. Особливістю таких дробарок є те, що вони мають дві камери подрібнення. Вібраційна щоккова дробарка із трьома коливальними масами відноситься до описаного вище типу машин. Дана дробарка може стабільно працювати в міжрезонансному режимі при подрібненні крихких матеріалів і відрізняється низькими витратами енергії. До недоліків таких машин відносять значну масу та енергонапруженість корпусу. Проте більшість конструкцій вібраційних щоккових дробарок є малодослідженими, що стримує їх більш широке впровадження. В свою чергу різні за властивостями матеріали та широкий спектр вимог в залежності від потреб сучасного будівництва, потребують раціонального підходу до процесу подрібнення, оптимізації та інтенсифікації процесу на кожній стадії [6]. Таким чином створення менш енергоємних методів руйнування та дослідження параметрів технологічного процесу дробарки з активним приводом є актуальною задачею.

В процесі роботи дробильної машини частина енергії, яка підводиться розсіюється внаслідок виникнення різних сил опору [7]. До таких сил опору можна віднести тертя, нагрівання, небажані коливання або вібрації тощо [8]. Не врахування сил опору може призводити до неправильного налаштування роботи дробарки або до зміщення частоти коливань мас в небажані частотні діапазони. Для того, щоб дослідити вплив сил опору на процес роботи дробарки необхідно в рівняння руху враховувати дисипативний опір системи. Дослідження амплітуд коливання мас системи з врахуванням дисипативного опору дозволяє оптимізувати роботу дробильної системи і є актуальною задачею.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вплив дисипативного опору на роботу вібраційних ущільнювальних машин розглянуто в роботі [9]. В роботі виконаний аналіз дискретних і розподілених систем, виявлені лінійні та нелінійні ефекти цих систем. Значна увага приділена фізичній суті явищ і підкреслюється спільність математичних методів, що застосовуються для опису поведінки вібростеми. Дана робота є фундаментальною при дослідженні роботи машин для ущільнення. Широкий клас вібраційних машин із застосуванням електромагнітного приводу розглянуто в джерелі [10]. Викладено теорію синфазних коливань, за якою запропоновано аналітичні залежності розрахунку інерційних параметрів мас та значення жорсткостей пружних систем, які дають змогу синтезувати механічні коливальні системи з мінімально можливим повітряним проміжком в електромагнітних віб-

розбудниках та значно вищим коефіцієнтом динамічного підсилення амплітуд коливань порівняно з існуючими конструкціями. Дана робота охоплює наступне коло вібраційних машин: живильники, вібросита, конвеєри, сепаратори, ущільнювачі тощо.

В роботах [9] та [10] не розглядаються вібраційні дробильні машини. Хоча процеси вібраційного ущільнення та вібраційного руйнування базуються на механічних коливаннях проте фізика цих процесів є відмінною. Крім цього відмінність закладена також в реологічних моделях середовищ, які використовуються при моделюванні цих процесів.

В джерелі [11] виконані дослідження робочого процесу та енергетики руйнування матеріалу в камері подрібнення вібраційної шоквої дробарки з трьома коливальними масами. Визначені основні параметри дробарки при яких забезпечується ефективний процес дроблення. До недоліків роботи [11] слід віднести не врахування дисипативних опорів в рівняннях руху коливальних мас машини, з метою спрощення складної розрахункової моделі процесу подрібнення.

3. Мета роботи. Визначення впливу дисипативних опорів, які виникають в елементах конструкції вібраційної шоквої дробарки на амплітуду коливання її мас.

4. Матеріали та методи. Основними матеріалами для аналізу є наукова, технічна та довідникова література по вітчизняним та закордонним зразкам сучасної дробильної техніки, програмне забезпечення Wolfram Mathematica 11.3. Основними методами використаними в роботі є математичний аналіз при розрахунку параметрів механічного режиму.

5. Результати.

Досліджувана вібраційна шоква дробарка складається із трьох коливальних мас. До першої маси 1 кріпиться збудник коливань і вона має назву активної маса, друга маса є рама дробарки 3 або рухома рама, так як вона також може здійснювати невеликі коливання. Третя маса 5 є ударником. Налаштування руху мас дробарки здійснюється таким чином, щоб перша та друга маси коливались в фазі, а третя в протифазі або взагалі не здійснювала коливань в горизонтальній площині. Коливальні маси між собою з'єднані пружними системами 2 та 4. При використанні ексцентрикових вібраторів можуть виникати вертикальні коливання дробарки. З метою запобігання передачі коливань корпусу машини на фундамент, дробарка встановлюється на ізоляційні пружні елементи. Розрахункова схема вібраційної шоквої дробарки з трьома коливальними масами представлена на рис. 1.

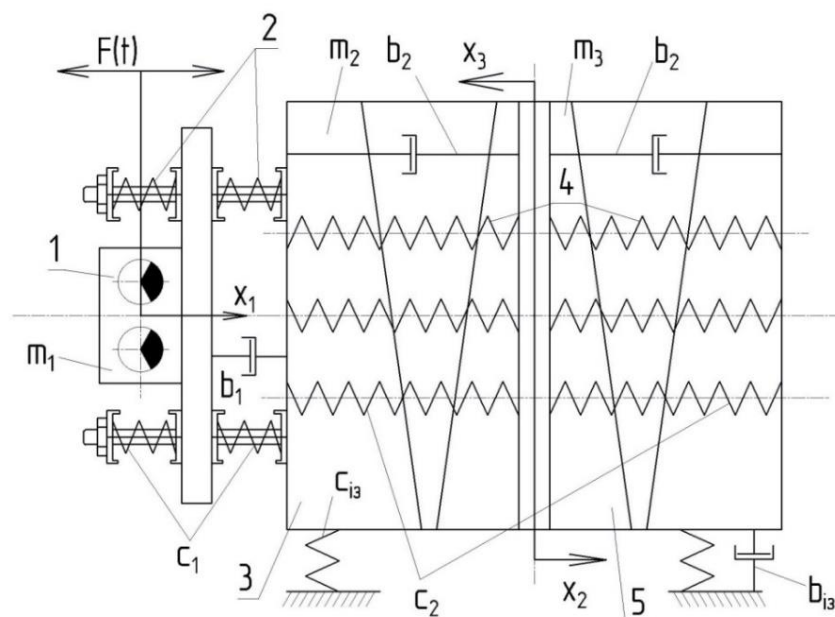


Рис. 1 Фізична модель вібраційної шоквої дробарки з трьома коливальними масами

Fig. 1 Physical model of a vibrating jaw crusher with three oscillating masses

Система рівнянь руху мас дробарки з врахуванням дисипативного опору буде мати наступний вигляд:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + b_1 \dot{x}_1 - b_1 \dot{x}_2 + x_1 c_1 - x_2 c_1 = F_0 \sin \omega t; \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_2 \dot{x}_2 - b_2 \dot{x}_3 + x_2 c_1 - x_1 c_1 + c_2 x_2 - c_2 x_3 = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_2 \dot{x}_3 - b_2 \dot{x}_2 + c_2 x_3 - c_2 x_2 = 0. \end{cases} \quad (1)$$

В якості розв'язку системи рівнянь (1) можна використати наступне рівняння:

$$x_n = A_n \sin(\omega t) + B_n \cos(\omega t), \quad (2)$$

Рівняння (2) є частковим розв'язком і відображає стійкі змушені коливання. Диференціюючи та виконуючи відповідні математичні перетворення визначаємо значення коефіцієнтів А та В. Для спрощення запису значень коефіцієнтів виконаємо наступні заміни:

$$\begin{aligned} c_1 (\omega^2 m_3 (m_1 + m_2) - c_2 (m_1 + m_2 + m_3)) &= \zeta; \quad (\omega^2 m_2 m_3 - c_2 (m_2 + m_3)) = \delta; \\ \omega^2 (b_1^2 + \omega^2 m_1^2) &= \vartheta; \quad c_1 (m_1 + m_2 + m_3) = \kappa; \quad \omega^2 m_1 (m_2 + m_3) = \alpha; \quad \omega^4 b_1 b_2 c_1 = \beta; \quad (c_1 - \omega^2 m_2) = \varsigma. \end{aligned} \quad (3)$$

Значення коефіцієнтів для першої маси (активатора) матимуть наступний вигляд:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{F_0 (\beta m_3^2 + \omega^2 b_2^2 (\varsigma - \omega^2 m_3) (-\alpha + \kappa) + (c_2 \varsigma - \omega^2 (c_2 + \varsigma) m_3) (\omega^2 m_1 \delta - \zeta))}{\omega^2 (2\beta m_1 m_2^3 + \vartheta \delta^2 + \zeta^2 - 2\omega^2 m_1 \delta \zeta + \omega^2 b_2^2 (\vartheta (m_2 + m_3)^2 - 2c_1 \alpha (m_1 + m_2 + m_3) + \kappa^2))}; \\ B_1 &= \frac{F_0 (\omega^2 b_2 c_1^2 m_3^2 - b_1 (\omega^2 b_2^2 (m_2 + m_3) (\varsigma - \omega^2 m_3) + (c_2 \varsigma + \omega^2 m_3 (c_2 + \varsigma)) \delta))}{\omega^2 (2\beta m_1 m_2^3 + \vartheta \delta^2 + \zeta^2 - 2\omega^2 m_1 \delta \zeta + \omega^2 b_2^2 (\vartheta (m_2 + m_3)^2 - 2c_1 \alpha (m_1 + m_2 + m_3) + \kappa^2))}. \end{aligned} \quad (4)$$

Коефіцієнти другої маси (рухомої рами):

$$\begin{aligned} A_2 &= \frac{c_1 F_0 (\omega^4 b_1 b_2 m_3^2 + \omega^2 b_2^2 (-\alpha + \kappa) + (c_2 - \omega^2 m_3) (\omega^2 m_1 \delta - \zeta))}{\omega^2 (2\beta m_1 m_2^3 + \vartheta \delta^2 + \zeta^2 - 2\omega^2 m_1 \delta \zeta + \omega^2 b_2^2 (\vartheta (m_2 + m_3)^2 - 2c_1 \alpha (m_1 + m_2 + m_3) + \kappa^2))}; \\ B_2 &= \frac{(c_1 F_0 (\omega^2 b_2 m_3^2 (c_1 - \omega^2 m_1) - b_1 (\omega^2 b_2^2 (m_2 + m_3) - (c_2 - \omega^2 m_3) \delta)))}{\omega^2 (2\beta m_1 m_2^3 + \vartheta \delta^2 + \zeta^2 - 2\omega^2 m_1 \delta \zeta + \omega^2 b_2^2 (\vartheta (m_2 + m_3)^2 - 2c_1 \alpha (m_1 + m_2 + m_3) + \kappa^2))}. \end{aligned} \quad (5)$$

Коефіцієнти третьої маси (ударника):

$$\begin{aligned} A_3 &= \frac{c_1 F_0 (-\omega^4 b_1 b_2 m_2 m_3 + \omega^2 b_2^2 (-\alpha + \kappa) + c_2 (\omega^2 m_1 (\omega^2 m_2 m_3 - c_2 (m_2 + m_3)) - \zeta))}{\omega^2 (2\beta m_1 m_2^3 + \vartheta \delta^2 + \zeta^2 - 2\omega^2 m_1 \delta \zeta + \omega^2 b_2^2 (\vartheta (m_2 + m_3)^2 - 2c_1 \alpha (m_1 + m_2 + m_3) + \kappa^2))}; \\ B_3 &= \frac{c_1 F_0 (\omega^2 b_2 m_3 (-\omega^2 m_1 m_2 + c_1 (m_1 + m_2)) + b_1 (\omega^2 b_2^2 (m_2 + m_3) - \delta))}{\omega^2 (2\beta m_1 m_2^3 + \vartheta \delta^2 + \zeta^2 - 2\omega^2 m_1 \delta \zeta + \omega^2 b_2^2 (\vartheta (m_2 + m_3)^2 - 2c_1 \alpha (m_1 + m_2 + m_3) + \kappa^2))}. \end{aligned} \quad (6)$$

Враховуючи значення коефіцієнтів (4), (5), (6) та рівняння (3) визначаємо відповідні амплітуди коливання мас дробарки, рис.1. Значення параметрів дробарки (коливальні маси, жорсткості пружних систем, збурювальне зусилля) приймаємо на основі досліджень [3].

За умови, що коефіцієнт $b_1=b_2=1$, амплітудо-частотна характеристика буде мати наступний вигляд, рис. 2.

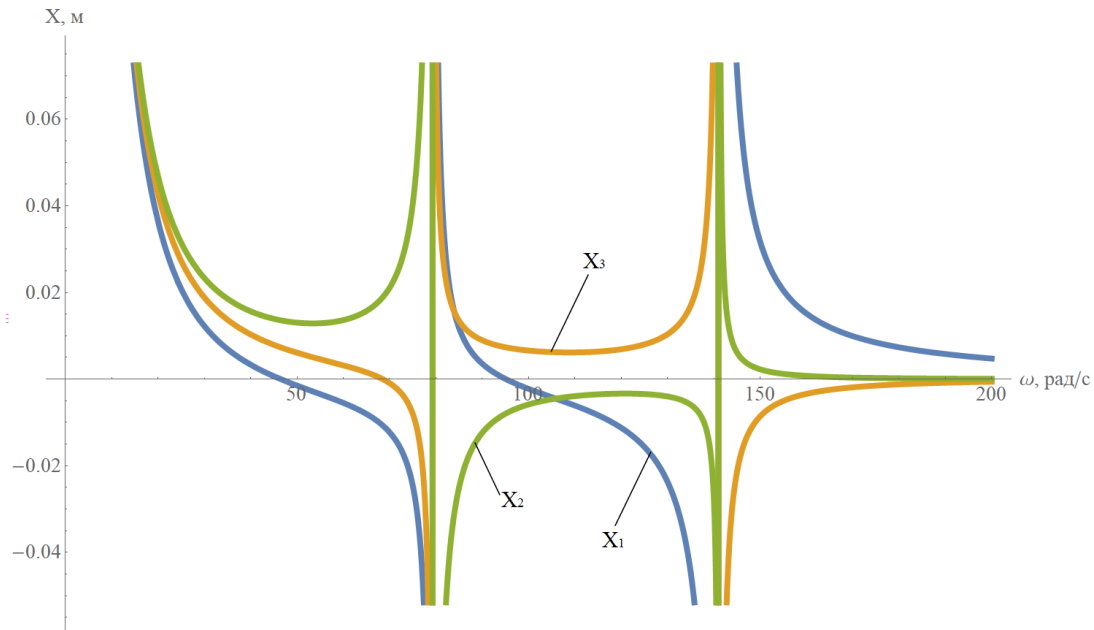


Рис. 2. Амплітудо-частотна характеристика коливань мас дробарки при $b_1=b_2=1$
 Fig. 2. Amplitude-frequency characteristic of the crusher mass oscillations at $b_1=b_2=1$

Для оцінки впливу на амплітуду коливань коефіцієнтів b_1 та b_2 були побудовані відповідні 3д графіки, рис. 3.

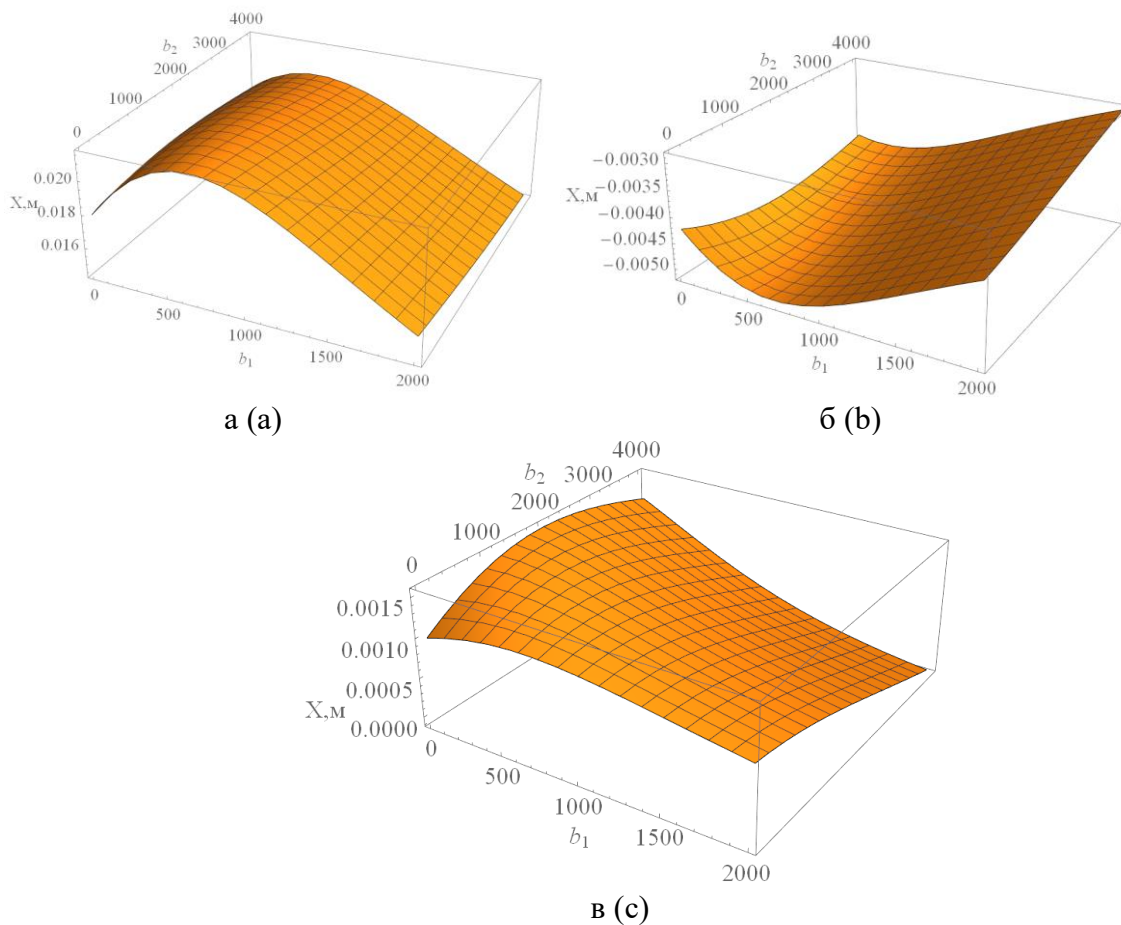


Рис. 3. Вплив коефіцієнтів b_1 та b_2 на амплітуду коливань мас дробарки
 Fig. 3. Influence of coefficients b_1 and b_2 on the amplitude of oscillations of the crusher masses

З графіків рис. 3 можна відмітити, що при збільшенні значень коефіцієнтів b_1 та b_2 амплітуда коливання мас дробарки також збільшується. Це збільшення відбувається до деякої точки в якій амплітуда досягає свого максимуму. Подальше збільшення значень коефіцієнтів b_1 та b_2 призводить до зменшення амплітуди до нуля. В точці максимальної амплітуди енергія, яку витрачає система через опір, компенсується збурюванням системи і ми отримуємо максимальну різницю між втратою енергії та її підкачкою. Як бачимо максимум амплітуди для коливальних мас знаходиться в межах $500 < b_1, b_2 < 600$. Тут слід відмітити, що для другої маси не має необхідності створювати максимальну амплітуду.

Враховуючи вище зазначене були побудовані відповідні амплітудо-частотні характеристики, рис. 4.

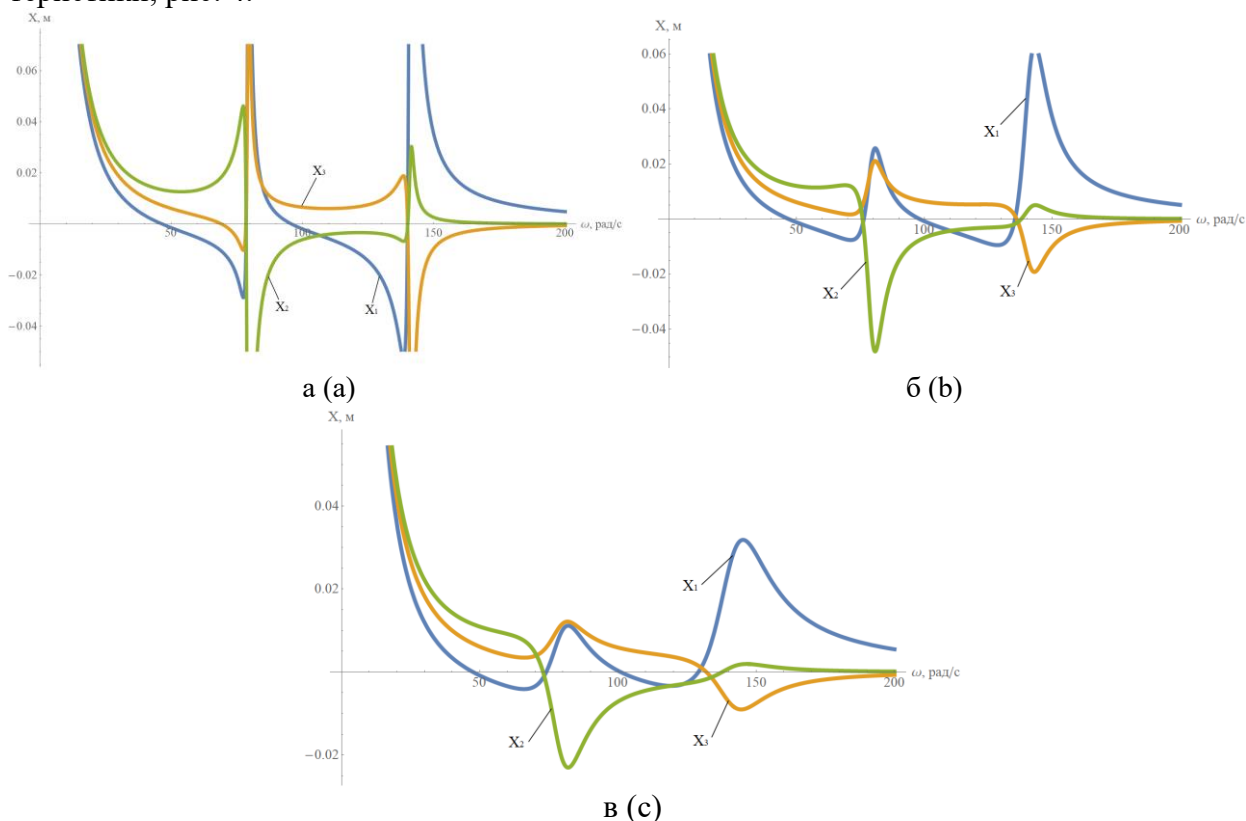


Рис. 4. Амплітудо-частотні характеристики вібраційної шоквої дробарки при:
а - $b_1=b_2=100$; б - $b_1=b_2=500$; в - $b_1=b_2=1000$.

Fig. 4. Amplitude-frequency characteristics of a vibrating jaw crusher at:
а - $b_1=b_2=100$; б - $b_1=b_2=500$; in - $b_1=b_2=1000$.

6. Обговорення результатів. При побудові графіків рис. 2 та рис. 4, приймалось спрощення, що коефіцієнти опору пружної системи 1 та 2 є рівними між собою. На графіку рис. 3, а, коефіцієнт b_2 не спричиняє значної коригувальної дії на амплітуду першої маси. Тут слід зазначити, що в цілому зміна коефіцієнтів опору пружної системи 1 та 2 в невеликих діапазонах не має сильного впливу на амплітуди коливальних мас. Точкою початку сильних відхилень амплітуд коливальних мас внаслідок дії дисипативних опорів для даної вібраційної дробарки можна вважати 100 і більше одиниць. Проте реальні значення коефіцієнтів опору можна отримати при проведенні експериментальних досліджень, на основі різниці затраченої та підведеної енергії. Ще одним важливим моментом є те що в дослідженні не розглядалися вільні затухаючі коливання, що є напрямком подальших досліджень.

7. Висновки. В роботі розглянуті рівняння руху коливальних мас вібраційної шоквої дробарки із врахування коефіцієнтів дисипативних опорів. На основі цих рівнянь побу-

довані відповідні амплітудо-частотні характеристики при різних значення коефіцієнтів дисипативних опорів. Визначені значення коефіцієнтів опорів при яких амплітуди коливання мас дробарки є максимальними.

Список використаних джерел:

1. Numbi, B. P. (2015). Optimal energy management of crushing processes in the mining industry (Doctoral dissertation, University of Pretoria). University of Pretoria Research Repository. <https://repository.up.ac.za/handle/2263/50747>.
2. Haldar, S. K. (2018). Mineral exploration: Principles and applications (2nd ed.). Elsevier.
3. Kelly, E. G., & Spottiswood, D. J. (1982). Introduction to mineral processing. John Wiley & Sons.
4. Sereda, B., Kruhliak, I., & Mukovska, D. (2021). The influence of parameters of crushing and sorting complex operation on the transport process of technological waste recycling routes. Bulletin of Dniprovsky State Technical University. Materials Science and Mathematical Modelling, (1), 128–133. [https://doi.org/10.31319/2519-8106.2\(45\)2021.247062](https://doi.org/10.31319/2519-8106.2(45)2021.247062).
5. Robert C. Dunne (2019) Mineral Processing & Extractive Metallurgy Handbook. Society for Mining, Metallurgy & Exploration, USA, p. 2258. ISBN 978-0-87335-385-4.
6. Taggart, A. F. (1998). Hand book of ore dressing (pp. 255–280). John Wiley & Sons, Inc.
7. Gupta, A., & Yan, D. (2016). Mineral processing: Design and operations (2nd ed.). Elsevier.
8. Bearman, R. T. Jaw and Impact Crushers. In SME Mineral Processing and Extractive Metallurgy Handbook; Society for Mining, Metallurgy, and Exploration, Inc.: Englewood, CO, USA, 2019; p. 367.
9. Nazarenko, I. I. (2010). *Prykladni zadachi teorii vibratsiinykh system: Navchalnyi posibnyk* (Applied problems of the theory of vibrational systems: A textbook) (2nd ed.). Kyiv: Vydavnychiy dim "Slovo". ISBN 978-966-194-019-1
10. Lanets, O. S. (2008). *Vysokoeffektyvni mizhrezonansni vibratsiini mashyny z elektromahnitnym pryvodom* (Teoretychni osnovy ta praktyka stvorennia): Monohrafiia (High-efficiency inter-resonant vibration machines with electromagnetic drive: Theoretical foundations and development practice). Lviv: Vydavnytstvo Natsionalnoho Universytetu "Lvivska Politehnika".
11. Nazarenko, I. I., & Mishchuk, Y. O. (2024). *Mekhanika mashyn i protsesiv podribnennia kam'ianykh materialiv: Monohrafiia* [Mechanics of machines and processes of stone material crushing: Monograph]. Kyiv: Vydavnytstvo Liudmyla. ISBN 978-617-555-256-8.

Технологія захисту навколишнього середовища

УДК 551.58.001.57

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0516>**¹Назарій Негода,**аспірант кафедри технологій захисту навколишнього середовища та охорони праці,
<https://orcid.org/0000-0002-0082-6027>, e-mail: nehoda_nv@knuba.edu.ua**¹Олена Жукова,**кандидат технічних наук, доцент кафедри технологій захисту навколишнього середовища та охорони праці, <https://orcid.org/0000-0003-0662-9996>**¹Ірина Кордуба,**доктор технічних наук, доцент кафедри технологій захисту навколишнього середовища та охорони праці, <https://orcid.org/0000-0001-5135-8465>¹Київський національний університет будівництва і архітектури, просп. Повітряних сил, 31, Київ, Україна, 03037

ХАРАКТЕРИСТИКА ОСНОВНИХ ПОРУШЕНЬ ФУНКЦІОНАЛЬНО-ПЛАНУВАЛЬНОЇ СТРУКТУРИ УРБООКОСИСТЕМ ВНАСЛІДОК АНТРОПОГЕННОГО НАВАНТАЖЕННЯ

АНОТАЦІЯ. Потужність нинішнього впливу антропогенної діяльності значно вищий, ніж 10 років тому. Загальну потужність антропогенного впливу можна оцінити значно більшою, ніж потужність забруднення від природних джерел. Міське середовище в багатьох великих містах продовжує втрачати якість, що робить її не тільки дискомфортною, а й небезпечною для здоров'я населення. Втрата якості міського середовища пов'язана не тільки з надзвичайно високим рівнем фізико-хімічного забруднення атмосфери, шумовим, вібраційним і іншими видами техногенного впливу, а й з появою на території міст кліматичних аномалій. Ущільнення забудови, зростання емісії техногенного тепла, знищення зелених насаджень, збільшення площ з штучним покриттям і інші види антропогенного перетворення земної поверхні призводять до зміни радіаційного і теплового балансу, деформації полів характеристик вітру, температури повітря, перерозподілу опадів і багатьом іншим наслідкам. Більшість з цих впливів на приземний шар атмосфери несприятливо позначається на самопочутті населення, що використовує територію міста як для рекреації, так і просто пересувається по ній пішки по дорозі на роботу і назад або з іншими цілями. Недостатня розвинутість показників раціонального використання та створення комфортних умов проживання та функціонування в урбоекосистемі призвели до того що їх розвиток відбувається в основному за рахунок збільшення площі та освоєння нових територій. Врахування всіх цих процесів в ході проведення екологічного моніторингу потребує відповідних цілей, вибору найбільш вагомих й інформативних параметрів. Позитивний результат можна отримати тільки шляхом виділення з великої кількості критеріїв відповідних ключових параметрів, що характеризують стан навколишнього середовища.

Ключові слова: екологічна безпека, урбоекосистема, антропогенне навантаження, забруднення.

CHARACTERISTICS OF THE MAIN DISORDERS OF THE FUNCTIONAL-PLANNING STRUCTURE OF URBAN ECOSYSTEMS DUE TO ANTHROPOGENIC LOAD

ABSTRACT. The current impact of anthropogenic activity is much higher than 10 years ago. The total impact of anthropogenic impact can be estimated to be much higher than the impact of pollution from natural sources. The urban environment in many large cities continues to lose quality, which makes it not only uncomfortable, but also dangerous for the health of the population. The loss of quality of the urban environment is associated not only with an extremely high level of physical and chemical pollution of the atmosphere, noise, vibration and other types of technogenic impact, but also with the appearance of climatic anomalies in the territory of cities. The densification of buildings, the increase in the emission of technogenic heat, the destruction of green spaces, the increase in areas with artificial covering and other

types of anthropogenic transformation of the earth's surface lead to changes in the radiation and heat balance, deformation of the fields of wind characteristics, air temperature, redistribution of precipitation and many other consequences. Most of these impacts on the surface layer of the atmosphere adversely affect the well-being of the population, who use the city territory both for recreation and simply move around it on foot on the way to work and back or for other purposes. The insufficient development of indicators of rational use and the creation of comfortable living conditions and functioning in the urban ecosystem have led to the fact that their development occurs mainly due to an increase in area and the development of new territories. Taking into account all these processes during environmental monitoring requires appropriate goals, the selection of the most significant and informative parameters. A positive result can be obtained only by selecting from a large number of criteria the corresponding key parameters that characterize the state of the environment.

Keywords: ecological safety, urban ecosystem, anthropogenic load, pollution.

Постановка проблеми. В сучасних умовах глобальної урбанізації, створення нових природно-антропогенних екосистем, збільшення негативного впливу антропогенної діяльності, міське середовище все більше зосереджує на своїй території велику кількість населення та речовин-ксенобіотиків. Так як рівень урбанізації зростає, відповідно більшу вагомість мають наступні фактори: місце розташування, міграція населення, ступінь розвитку інфраструктури та ін.

Великою проблемою розвитку урбоекосистем є відсутність стабілізації зростання кількості населення, постійне розширення площі міського середовища. Така тенденція призводить до деградації навколишнього середовища, збільшення захворюваності серед населення. Наразі в ряді країн кількість території, зайнятої містами досить велика: В Данії – 11%, в Англії – 12%, в Бельгії – 28%. Розповсюдження таких територій призводить до виникнення ряду проблем, які пов'язані з підтримкою екологічної рівноваги між антропогенним та природним середовищем. [1,2]

Найважливішою особливістю урбоекосистеми від інших екосистем є те, що середовище не здатне підтримувати самостійно процес саморегулювання та відсутність стійкості екосистеми, тобто екосистема не бере повноцінної участі в процесах енерго- та ресурсообміну. Урбоекосистеми споживають суттєву кількість ресурсів, які відрізняються за походженням, при цьому утворюється така кількість відходів життєдіяльності, яка накопичується та перевищує екологічну ємність та збільшує негативний антропогенний вплив.

Наразі антропогенний вплив діяльності людини на урбоекосистеми є домінуючим, тому як результат ми можемо спостерігати суттєве перетворення природно-антропогенних екосистем, зміни його у відповідності до потреб населення. Це призводить до поступового уповільнення розвитку та деградації природних компонентів довкілля. Важливою складовою функціонування урбоекосистем є обмін речовинами та енергією між її складовими, адже міське середовище потребує надходження великої кількості речовин та сполук.

Саме тому актуальним залишається питання створення екологічно безпечних умов життя та функціонування населення в межах урбоекосистем, а також створення сприятливих умов для підтримання та відновлення компонентів екосистем. Тенденція щодо розвитку урбоекосистем та освоєння нових територій веде за собою необхідність збільшення площі за рахунок відчуження земельного фонду іншого призначення. Вирішення даної екологічної задачі не можливе без використання сучасних методів оцінки, аналізу та прогнозування змін екологічного стану навколишнього середовища.

Антропогенний тиск наразі є домінуючим, тому як результат ми спостерігаємо перетворення урбоекосистем та пристосування його під особисті, суспільні потреби, а це в свою чергу призводить до більших трансформацій. Таким чином, питання забезпечення екологічно безпечних умов проживання та функціонування населення, створення сприятливих умов збереження, відновлення та розвитку компонентів природно-антропогенного середовища.

Аналіз попередніх досліджень. Слід зазначити що Характеристики джерел антропогенного впливу мають локальний характер та поступово призводить до поширення ксенобіотиків як в регіональному масштабі, так і в глобальному.

Екологічна оцінка стану урбоєкосистем була та є предметом вивчення багатьох світових та вітчизняних науковців. Наприклад, О. Картава у своїх дослідженнях запропонувала методику комплексної оцінки екологічного потенціалу комфортності за рядом критеріїв якості міського середовища з урахуванням факторів впливу, компенсуючих факторів та факторів планування урбоєкосистем. Мелихова Т. в своїх дослідженнях запропонувала здійснювати оцінку екологічного стану урбоєкосистем за рядом інтегральних факторів, які дозволяють визначити умови міського середовища, включаючи визначення техногенного навантаження, забрудненості, природності та комфортності. В. Володимиров запропонував зонування території урбоєкосистеми відповідно до природних та антропогенних факторів, які формують середовище урбоєкосистеми. [2-5]

Важливою характеристикою міського середовища від природного є відсутність саморегулюючої здатності та стійкості природно-антропогенної екосистеми, споживають значну кількість природних ресурсів та утворюють значну кількість відходів.

Раціональне витрачання ресурсів міського розвитку повинно забезпечити: а) функціонування; б) кількісне зростання; в) якісне вдосконалення всіх підсистем матеріально-речової та соціальної інфраструктури.

Недостатньо розвинута система фактичних показників раціонального використання ресурсів територій у містах в умовах регульованої економіки призвела до того, що розвиток у просторі і часі проводився, загалом, за рахунок збільшення територіального простору і з паралельним освоєнням нових територій, в першу чергу сільськогосподарських угідь, які розташовані як у межах, так і поза міським середовищем. Одним із важливих критеріїв оптимального використання територій міського середовища були витрати на їх забудову та показники витрат на передпроектні роботи.

Практичний досвід в аспектах планування міст показує, що застосовувалися питомі показники грошових витрат щодо територій і найчастіше використовувалися для впровадження окремих планувальних сегментів, в основному, до сельбищних зон, і не враховувалося потреби розвитку міста в цілому. Відповідно до встановленої загальної класифікації міське середовище за функціональним призначенням можна поділити на наступні зони: сельбищна; виробнича; ландшафтно-рекреаційна. Важливим елементом будівництва та експлуатації урбоєкосистеми є наявність зон з громадськими центрами та ландшафтно-рекреаційні зони, що дозволяє впливати на оптимізацію простору. Території навколо урбоєкосистеми слугують буферними зонами та дозволяє підтримувати екологічно безпечний стан рівноваги, знижувати концентрацію речовин-забрудників. Ландшафтно-рекреаційні зони включають в себе зрізноманітні зелені насадження та ряд інших складових. Ландшафтно-рекреаційна зона на території міста може бути представлена на території урбоєкосистеми у вигляді парків, лісопарків, ландшафтів, що знаходяться під охороною та ін. Сучасні урбоєкосистеми надзвичайно чутливі до будь-яких впливів та в результаті можуть призвести до виникнення кризових явищ та небезпечних ситуацій на підприємствах.

Результати досліджень. На сучасному етапі постійно відбуваються наукові пошуки та розробляються наукові методи для дослідження міського середовища, як складної багатокomпонентної екосистеми. Останнім часом у спеціальній науковій літературі все частіше зустрічається інформація, що присвячена актуальним питання організації і дієвості міського середовища. Одним із важливих напрямів таких досліджень і практичних розробок є визначення міського середовища в аспектах необхідності ефективного розміщення основних функціональних елементів з подальшою їх масштабною диференціацією і оптимізацією, що значно здатне підвищити безпечність і комфортність проживання населення.

Важливим аспектом є дослідження, аналіз і врахування матеріальних потоків в міській екосистемі, тому що в таких системах потоки енергії і речовин значно відрізняються від природних, і включають в себе дослідження і причини змін речовинно-енергетичних потоків, матеріалів різного походження, вивчення процесів метаболізму й екологічного сліду.

Сучасні дослідження показали, що для 1 м² урбоекосистеми для нормального функціонування протягом однієї доби необхідно енергії в кількості не менше ніж 4000 ккал. При цьому показник використання енергії природними екосистемами в 70 разів менша.

Розширення урбоекосистем призводить до виникнення ряду проблем, серед яких: порушення ефективного функціонування транспортної; необхідність регулярної модернізації інженерного обладнання та комунікацій; збільшення кількості забруднюючих речовин, які надходять в навколишнє середовище; нерівномірне співвідношення ландшафтно-рекреаційних зон та забудови; значна залученість продуктивних сил для функціонування урбоекосистем міст-супутників.

В наслідок порушень природного ландшафту та створення природно-антропогенних систем відбуваються негативні зміни в літосфері, гідросфері та атмосфері. Вплив основних екологічних факторів у містах значно відрізняються від тих факторів, що здійснюють вплив на рослини в природному середовищі. Найбільше це стосується особливостей повітряного середовища (проявляється через забруднення, запилення), найбільш чутливо відчуються людиною. Але в міських екосистемах не тільки вони сильно змінені, а ще й інші фактори (температура, світловий та гідрологічний режим, ґрунтовий покрив тощо), що негативно впливає на життєві цикли рослинних організмів.

Є два показники, що також пропонуються використовувати для оцінювання екологічного стану довкілля та подальшого прогнозування перспектив екологічно збалансованого розвитку міського середовища, а саме, це - екологічний слід міста та вуглецевий слід міста - сумарні викиди всіх парникових газів, що утворились (прямо і опосередковано) в результаті діяльності окремої людини, підприємства, міста, країни тощо. Для спрощення розрахунків кількість викидів усіх парникових газів перераховують у еквівалент СО₂, тобто розраховують, яка кількість СО₂ (вимірюється у тонах за рік), що показує такий самий парниковий ефект як і відома кількість іншого парникового газу.

Оцінка стану забруднення атмосферного повітря для м. Київ проводилась шляхом порівняння з відповідними гранично допустимими концентраціями (ГДК) речовин у повітрі населених міст. ГДК розподіляються на середньодобові (ГДКс.д.) і з ними порівнюються середні концентрації, та максимально разові (ГДКм.р.), з ними порівнюються разові максимальні концентрації шкідливих речовин.

Для оцінки якості повітря використовується індекс забруднення атмосфери (ІЗА), який розраховується як сума поділених на ГДК середніх концентрацій забруднювальних речовин. За допомогою розрахунків величина ІЗА приводиться до величини концентрацій діоксиду сірки у долях ГДК. Згідно існуючих методів оцінки рівень забруднення вважається низьким, якщо ІЗА нижче 5,0; підвищеним – при ІЗА від 5,0 до 7,0; високим – при ІЗА від 7,0 до 14,0; дуже високим – при ІЗА рівним 14,0 та більше.

Загальний рівень забруднення атмосферного повітря за індексом забруднення атмосфери (ІЗА) у 2023 р. у м. Києві оцінювався як високий. Загалом по Києву перевищення середньодобових гранично допустимих концентрацій (ГДКс.д.) спостерігалось з діоксиду азоту у 2,9 рази, формальдегіду – у 2,1, діоксиду сірки – у 1,6, фенолу – у 1,5, оксиду азоту – у 1,3 рази. Ці речовини відносяться до I та II класів небезпечності. Середньорічні концентрації завислих речовин перевищували рівень ГДКс.д. на Бессарабській площі та проспекті Перемоги – в 1,5 рази, на інших постах були на рівні 0,5 ГДКс.д. Середньорічна концентрація завислих речовин по місту Київ за 2023 рік складала 0,5 ГДКс.д.

В ході досліджень було проаналізовано викиди забруднюючих речовин в навколишнє середовище з природних та антропогенних джерел, результати досліджень наведені в табл.1. В табл.2 представлена порівняльна характеристика зон урбоекосистеми з різною кількістю населення. Аналізуючи дані таблиць 1 та 2, слід відмітити, що знизити кількість забруднюючих речовин та покращити екологічний стан природно-антропогенного середовища урбоекосистеми дозволить збільшення кількості ландшафтно-рекреаційних зон. Ландшафтно-рекреаційні зони на території урбоекосистем виконують декілька основних функцій, серед яких захисна, рекреаційна та санітарно-гігієнічна.



Рис.1. Види антропогенного впливу на навколишнє середовище
Fig. 1. Types of anthropogenic impact on the environment

Для комплексного розгляду міського середовища, як цілісної екосистеми, доцільно виокремити показники які найбільше характеризують екологічний стан міста. Екологічні показники збалансованого розвитку міста базуються на трьох категоріях, які представлені на рис.3.

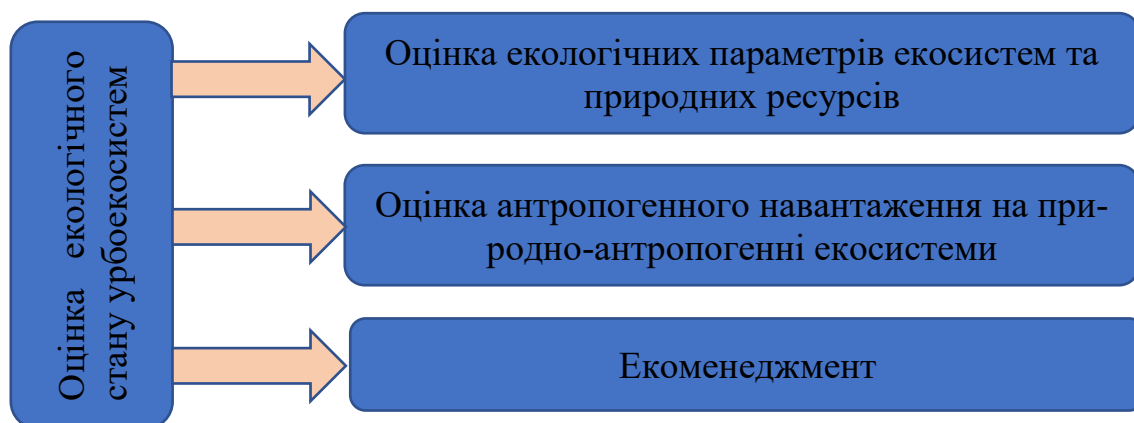


Рис.2. Методологія оцінки екологічного стану урбоєкосистем
Fig. 2. Methodology for assessing the ecological state of urban ecosystems

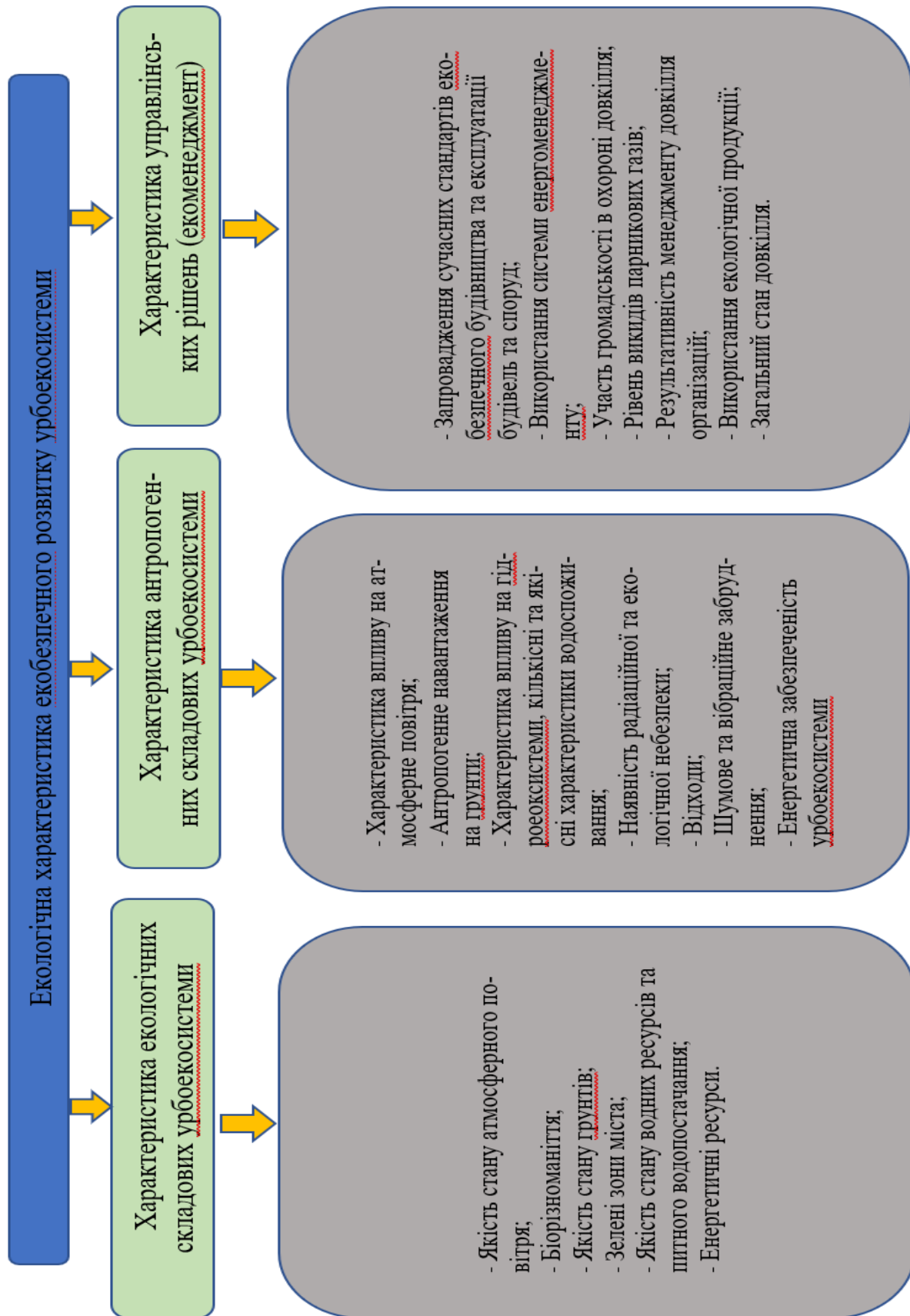


Рис. 3. Параметри оцінки екологічно збалансованого розвитку міського середовища
Fig. 3. Parameters for assessing the ecologically balanced development of the urban environment

Таблиця 1. Рівень надходження забруднюючих речовин з антропогенних та природних джерел

Table 1. Level of input of pollutants from anthropogenic and natural sources

Речовина-забрудник	Кількість, яка надходить з природних джерел	Кількість, яка надходить з антропогенних джерел
Пил та аерозолі	768-2200	185-525
CO ₂	600000	22000
CO	3800	500
SO ₂	20	131
NO _x	7-40	26-37
NH ₃	1200	7
N ₂ O	145	4
CH ₄	1600	110
C _x H _y	2600	90

Таблиця 2. Порівняльна характеристика зон урбоєкосистеми

Table 2. Comparative characteristics of urban ecosystem zones

Чисельність населення, осіб	Територія житлової забудови	
	% від загальної площі урбоєкосистеми	км ² /людину
≥500000	36,5	90
250000-500000	33,6	145
100000-250000	49,3	134,8
50000-100000	38,7	223,3
≤50000	43,2	216,9

Під час розвитку і розширення меж міських територій і окремих зон відбуваються значні зміни в балансі надходження і засвоєння речовини й енергії та порушення структур природних зв'язків. У містах процес антропогенних змін природного середовища має багатопрофільний і багатоплановий характер.

Величина ландшафтно-рекреаційних зон залежить від кількості мешканців, площі існуючих зелених насаджень, кліматичних характеристик території розташування урбоєкосистеми. В таблиці 3 представлено нормативні параметри розміру зеленої зони урбоєкосистеми.

Таблиця 3. Нормативний розмір зеленої зони урбоєкосистеми

Table 3. Standard size of the green zone of the urban ecosystem

Чисельність населення, осіб	Величина зеленої зони, Га/1000 осіб
500000-1000000	25
250000-500000	20
100000-250000	15
≤100000	10

Відповідно до того як розвивається урбоєкосистема збільшується і кількість промислових об'єктів, транспортних засобів, використання природних та енергетичних ресурсів, погіршується стан навколишнього середовища. Використання застарілих технологій призведе до незворотних змін природного середовища та вплине на населення, що призведе до погіршення стану імунної системи людини та скорочення тривалості життя. Наразі збільшення території урбоєкосистем відбувається за рахунок відчуження земель або зміни призначення.

Дослідження науковців довели, що рівень забрудненості та екобезпеки урбоєкосистеми на пряму залежить від кількості та щільності населення на одиниці площі, площа та

розташування промислових об'єктів. Одним із важливих заходів зменшення негативного впливу міського середовища є формування збалансованої та оптимізованої зональності середовища, раціональне використання територій та формування зон, ущільнення нових та модернізація існуючих комунікацій, скорочення територій, які не використовуються в повній мірі.

При формуванні урбоєкосистеми важливо керуватись не лише поняттям «щільність», але й важливо враховувати такі параметри та характеристики як загальна форма міського середовища, розподіл функціональних зон та навантажень на урбоєкоценози, структурні та функціональні зв'язки між елементами планування, параметри комфорту проживання та функціонування населення. Наразі існує ряд підходів, в основі яких передбачається підвищення ефективності експлуатації різних функціональних зон урбоєкосистем, використовується ряд нормативно-правових та регулюючих документів, що дозволяє використання більш щільної забудови шляхом збільшення поверховості будівель та споруд. В результаті використання такого підходу спостерігається збільшення економічного приросту на 10-15%. Одночасно з тим розвиваються методи, основна задача яких передбачає збільшення рівня інтенсивності освоєння урбоєкосистеми, формування середовища за відповідними ознаками, використання сучасних технологій при плануванні та будівництві.

На основі вищесказаного можна зробити висновок, що збільшення науково-теоретичної бази про розвиток та сучасні методики, методології планування та функціонування урбоєкосистеми дозволяють оцінити якісний стан функціонування урбоєкосистем, забезпечити високі показники соціальної, економічної та екологічної ефективності, попередити деградації природно-антропогенних систем, зменшити негативний вплив урбоєкосистем на населення.

Збільшення ландшафтно-рекреаційних зон дозволить створити оптимальний вітровий режим, зменшити кількість «островів тепла», збільшити кількість кисню, зменшити кількість забруднюючих речовин, покращити якісний склад складових урбоєкосистеми. Варто нагадати, що від успішної реалізації таких заходів для вирішення екологічних проблем залежить здоров'я населення.

Висновки.

1. Недостатня розвинутість показників раціонального використання та створення комфортних умов проживання та функціонування в урбоєкосистемі призвели до того що їх розвиток відбувається в основному за рахунок збільшення площі та освоєння нових територій.

2. Саме такий сучасний та науково обґрунтований підхід і дозволить організацію міського середовища, що буде комфортним, екологічно безпечним і зручним для кожного жителя міста. Але слід прийняти до уваги, що навіть найефективніше і найсучасніше проектне рішення може залишитися тільки як паперовий документ, якщо не буде змоги впровадити дієвий інструментарій для його реалізації.

Список використаних джерел:

1. Лоїк Г. К. Наступальний процес урбанізації сільськогосподарських землекористувань у передмістях мегаполісів / Г. К. Лоїк, Д. О. Геращенко // *Землеустрій і кадастр*. – 2008. – № 3. – С. 13-16.
2. Меліхова Т.Л. Ландшафтно-екологічний аналіз території великих міст за станом міського середовища (на прикладі м. Рівного) // Автореф. дис. канд. географ. наук. – К., 2000. – 19 с.
3. Клименко М. О. Оцінка соціо-економічно-екологічного стану селітебної території міських поселень в контексті сталого розвитку / М. О. Клименко, А. М. Прищеп, О. А. Брежницька // *Вісник Житомирського національного агроекологічного університету*. - 2011. - № 1(28). - С. 95-103.
4. Кориневская В.Ю., Шанина Т.П. Экологическая экспресс-оценка качества городской среды // *Тези IV міжнародної конференції студентів, магістрів та аспірантів «Сучасні проблеми екології»*. – Житомир, 2007. – С.72-73.
5. Франчук Г.М. Урбоєкологія і техноєкологія: підруч. / Г.М. Франчук, О.І. Запорожець, Г.І. Архіпова. – К.: Вид-во НАУ-друк, 2011. – 496 с.
6. Стратегія сталого розвитку : підручник / В.М. Боголюбов та ін. Херсон: Олді-плюс, 2017. 446 с.

7. Клименко М.О., Прищепя А.М., Брежицька О.А. Оцінювання стану територій міста за показниками сталого розвитку : монографія. Рівне : НУВГП, 2018. 221 с.

References:

1. Loik, G. K., & Gerashchenko, D. O. (2008). The offensive process of urbanization of agricultural land use in the suburbs of megacities. *Land Management and Cadastre*, (3), 13–16.
2. Melikhova, T. L. (2000). Landscape-ecological analysis of the territory of large cities by the state of the urban environment (on the example of Rivne) (PhD thesis, Candidate of Geographical Sciences). Kyiv. 19 p.
3. Klymenko, M. O., Pryscheпа, A. M., & Brezhytska, O. A. (2011). Assessment of the socio-economic and ecological state of the rural territory of urban settlements in the context of sustainable development. *Bulletin of Zhytomyr National Agroecological University*, 1(28), 95–103.
4. Korynevskа, V. Y., & Shanina, T. P. (2007). Ecological express assessment of urban environment quality. In *Abstracts of the IV International Conference of Students, Masters and Postgraduates "Modern Problems of Ecology"* (pp. 72–73). Zhytomyr.
5. Franchuk, H. M., Zaporozhets, O. I., & Arkhipova, H. I. (2011). *Urboecology and technoecology: Textbook*. Kyiv: NAU-druk. (496 p.)
6. Bogolyubov, V. M., et al. (2017). *Strategy of sustainable development: Textbook*. Kherson: Aldi-plus. (446 p.)
7. Klymenko, M. O., Pryscheпа, A. M., & Brezhytska, O. A. (2018). Assessment of the state of the city's territories by indicators of sustainable development: Monograph. Rivne: NUWGP. (221 p.)

УДК 620.98

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0517>**¹Олексій Забарилло,**кандидат фізико-математичних наук, доцент кафедри Вищої Математики, <https://orcid.org/0000-0003-4951-8882>, e-mail: zabarylo.ov@knuba.edu.ua**¹Юлія Коротких,**старший викладач кафедри Інформаційних Технологій Проектування та Прикладної Математики, <https://orcid.org/0000-0002-9905-8151>, e-mail: korotkykh.iaa@knuba.edu.ua**¹Павло Забарилло,**аспірант кафедри Архітектурних Конструкцій, <https://orcid.org/0009-0003-7712-3674>, e-mail: zabarylo_po-2023@knuba.edu.ua¹Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури, просп. Повітрофлотський 31, м. Київ, 03037, Україна

ЗАСТОСУВАННЯ ЗАРУБІЖНОГО ДОСВІДУ ДИВЕРСИФІКАЦІЇ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГОГЕНЕРАЦІЇ ДЛЯ ЗМІЦНЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ НЕЗАЛЕЖНОСТІ УКРАЇНИ

АНОТАЦІЯ. У статті озвучено важливість енергетичного сектору для розвитку країни та наголошено на необхідності посилення заходів, спрямованих на зміцнення енергетичної незалежності. Обґрунтовано важливість надійної системи енергетичної безпеки та перелічено заходи для її поетапного впровадження. Дано визначення диверсифікації джерел енергоресурсів як одного з інструментів, що сприяє розвитку енергетичного сектору. Відмічено основні аспекти переваг застосування диверсифікованої системи енергопостачання. Наведено конкретні приклади впровадження вищезазначеної політики енергетичної диверсифікації та енергоефективності в розвинених країнах Європейського Союзу, стратегії, що реалізуються в рамках впровадження комплексних структур енергоспоживання як основний орієнтир для розгортання аналогічних ініціатив на теренах України. Зокрема проведено аналіз досягнень у даному напрямку станом на 2024-й рік та озвучено основні перспективи на майбутнє. Вказано на критичну необхідність переорієнтації вітчизняної системи користування джерелами енергогенерації на таку, що в своєму ядрі спирається на альтернативну енергетику. Дано розгорнуту характеристику неосвоєного потенціалу України в контексті найбільш перспективних джерел відновлювальної енергетики - сонячної, вітрової, гідроенергетики, геотермальної, енергії біомаси - та можливостей їх освоєння в різних регіонах країни з урахуванням їх географічних кліматичних та територіальних особливостей на тлі поступової переорієнтації сектору енергетики до більш диверсифікованої структури та відмови від імпортного викопного палива. Озвучено перспективи подальших досліджень, у тому числі в контексті питань повоєнної відбудови економіки та промисловості, підвищення екологічної чистоти та енергоефективності, енергетичної безпеки та можливого залучення новітніх інформаційних технологій для оптимізації процесу менеджменту джерел енергоресурсів.

Ключові слова: альтернативна енергетика; енергоефективність; диверсифікація; енергетична безпека; енергетичні ресурси, енергогенерація; енергетична безпека.

APPLICATION OF FOREIGN EXPERIENCE IN DIVERSIFICATION OF ENERGY SOURCES TO STRENGTHEN UKRAINE'S ENERGY INDEPENDENCE

ABSTRACT. The article announces the importance of the energy sector for the development of the country and emphasizes the need to strengthen measures aimed at strengthening energy independence. The importance of a reliable energy security system is substantiated and measures for its gradual implementation are listed. The definition of diversification of energy sources as one of the currents, which contributes to the development of the energy sector. The main aspects of considering the diversified energy supply system benefits are noted. Specific examples of the above-mentioned energy diversification and energy efficiency policy in developed countries of the European Union, strategy implemented within the framework of implementation of complex structures of energy consumption as a major landmark for deployment of similar initiatives in Ukraine are given. In particular, an analysis of the achievements in this area as of 2024 and the main prospects for the future were voiced. The critical need to reorient the domestic system of using sources of energy generation to one that in its nucleus relies on alternative energy. Given the detailed characteristics

of the undeveloped potential of Ukraine in the context of the most promising sources of renewable energy - solar, wind, hydropower, geothermal, biomass energy - and opportunities for their development in different regions' fossil panel. The prospects for further research have been announced, including in the context of the issues of post-war economic and industry, increasing environmental purity and energy efficiency, energetic security and possible involvement of the latest information technologies for optimizing the process of management of energy sources.

Keywords: *alternative energy; energy efficiency; diversification; energy safety; energy resources, energy generation; energy safety.*

1. Постановка проблеми. Енергетична незалежність є пріоритетом для розвитку як української економіки, так і країни в цілому, але водночас виклики національній безпеці ставлять під загрозу плани поступової імплементації відповідних ініціатив. Енергетичний сектор є одним з ключових секторів національної економіки, а безперервне та ефективне енергопостачання має безпосередній вплив на економічне зростання. Економіка України, незважаючи на зрушення у правильному напрямку, все ще відчуває значну залежність від імпорту енергоносіїв, не кажучи вже про проблеми надмірного забруднення навколишнього середовища через використання застарілого виробничого обладнання, а також труднощі, спричинені повномасштабним вторгненням, вплив яких зокрема на енергосектор і промисловість важко переоцінити, а тому впровадження нової, диверсифікованої енергетичної системи стає все більш важливим завданням.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження сутності, різновидів та значущості поняття диверсифікації діяльності відображаються у творах різних фахівців та в різних напрямках, таких як: Вибір оптимального методу диверсифікації підприємств[1]; Вивчення факторів, що впливають на диверсифікацію підприємств[2]; Перегляд диверсифікації як економічного процесу. Проблеми та перспективи розвитку енергоефективності, включаючи альтернативну енергію як одну з потенційних та оптимальних напрямків диверсифікації, вивчаються різними дослідниками, але для України є вирішальним для того, щоб вказати на європейський досвід роботи в альтернативних джерелах енергії[3] та додати контекст європейської інтеграції та можливих проблем, пов'язаних з ним[4]. Сонячна енергія та її розвиток[5] можуть бути однією з життєво важливих частин сучасних тенденцій диверсифікації енергії[6]. Теоретичні основи енергетичної безпеки як загальної економічної категорії в Україні, а також основні фактори, що впливають на неї, спочатку були описані в кінці дев'яностих, але лише порівняно нещодавно отримували розвиток в контексті урядової регуляції[7].

3. Мета роботи. Метою дослідження є вивчення досвіду енергетичної диверсифікації як одного з основних інструментів досягнення енергетичної безпеки країни. Для досягнення поставленої мети необхідно застосувати наступні кроки:

- визначити поняття енергетичної диверсифікації та її переваги;
- вивчити приклади впровадження такого підходу в країнах Європейського Союзу;
- проаналізувати потенціал відновлюваних джерел енергії в Україні як альтернативи на тлі поступового переходу від використання імпортованих викопних видів палива, враховуючи географічні та кліматичні особливості різних регіонів;
- окреслити перспективи подальших досліджень щодо вдосконалення процесу управління джерелами генерації енергії та розробити низку рекомендацій, зокрема із залученням новітніх інформаційних технологій.

4. Матеріали та методи. Енергетична диверсифікація означає використання різних джерел енергії, постачальників і маршрутів, що, як наслідок, зменшує залежність від одного ресурсу або постачальника. Країна, яка диверсифікує свій базис джерел енергогенерації, захищає себе від енергетичних перебоїв і зміцнює свою енергетичну безпеку. Серед безперечних переваг диверсифікованої енергетичної системи є наступні аспекти:

- Політична незалежність: Розподіл енергетичних потреб між різними постачальниками дозволяє країні-імпортеру зменшити свою залежність від одного постачальника і зміцнити свою незалежність у світовій політиці.

• Економічна стабільність: Енергетична диверсифікація сприяє збільшенню економічної стабільності. Отримання енергії з різних джерел і постачальників захищає країну-імпортера від енергетичних перебоїв, коли одне джерело або постачальник не може або не хоче задовольнити попит.

• Захист навколишнього середовища: Розвиток відновлюваних ресурсів, таких як сонячна та вітрова енергетика, зменшує загрозу дефіциту енергії. Інвестиції у відновлювану енергетику також стимулюють інновації та зростання зайнятості.

Ключовим компонентом енергетичної диверсифікації сьогодні є активне використання альтернативних джерел енергії. Прикладом реалізації такого підходу є те, що Європейський Союз протягом десятиліть послідовно переходив на відновлювані джерела енергії та диверсифікував своїх постачальників природного газу, щоб зменшити майбутню залежність від одного імпортера у випадку перебоїв або політичних конфліктів та підвищити енергетичну безпеку регіону.

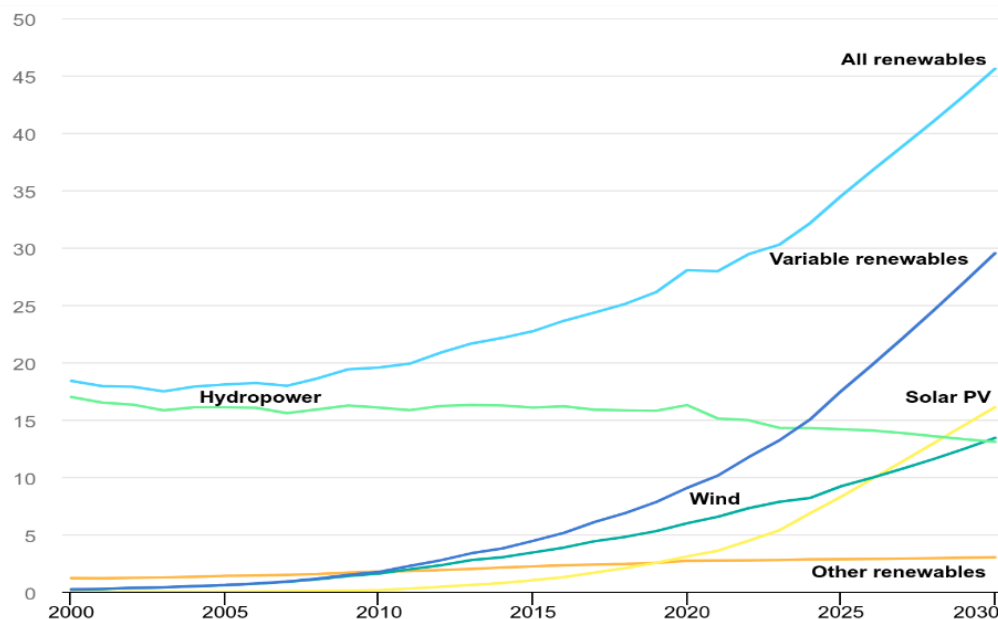


Рис.1. Частка виробництва електроенергії з відновлюваних джерел за технологіями, 2000-2030[8]

Fig.1. Share of renewable electricity generation by technology, 2000-2030[8]

Ця стратегія була закріплена в ряді юридично оформлених ініціатив, серед яких варто відмітити "Промисловий план Green Deal", опублікований Єврокомісією в лютому 2023 року і спрямований на підвищення довгострокової конкурентоспроможності європейської промисловості з нульовими викидами та сприяння переходу до кліматичної нейтральності, а пізніше в рамках цієї стратегії в травні 2024 року був прийнятий Закон про критичну сировину (Critical Raw Materials Act, CRMA), спрямований на підвищення стійкості ланцюгів постачання критичних мінералів в ЄС та зменшення залежності від третіх країн щодо критичної сировини, необхідної для "зеленого" переходу[9].

У січні-червні 2024 року вітрові турбіни та сонячні панелі вперше стали основним джерелом енергії в Європі, обігнавши традиційні джерела енергії (газ, вугілля та нафту). За оцінками експертів кліматичного аналітичного центру Ember, їхня частка становить 50%, беручи до уваги інші відновлювані джерела енергії, такі як гідроенергетика. Стратегії країн щодо досягнення кліматичних цілей та дотримання законодавства до 2030 року визначатимуть роль традиційних та чистих енергетичних технологій в Європі. Експерти прогнозують, що загальне споживання енергії в ЄС залишиться відносно незмінним протягом наступних трьох десятиліть. За оцінками Міжнародного енергетичного агентства (МЕА), до 2040 року попит на електроенергію в ЄС зросте на 12-26%.

Для України до повномасштабного вторгнення найважливішим аспектом альтернативних джерел енергії була її чистота та екологічність – їх активне використання це сприяє поліпшенню екологічної ситуації і не призводить до зміни енергетичного балансу на планеті. При використанні відновлюваних джерел енергії немає необхідності видобувати, переробляти, збагачувати і транспортувати паливо, а також усувається проблема утилізації або захоронення шкідливих відходів традиційного виробництва енергії. Враховуючи, що відновлювана енергетика використовує енергетичні потоки, які вже існують в навколишньому просторі, теплове забруднення навколишнього середовища, викликане скиданням туди частини перетвореної енергії, є незначним. Інші види забруднення повітря і води, а також обсяги відходів також незначні. З екологічних міркувань відновлювана енергетика має перевагу над традиційними видами палива та ядерною енергією. Але в сучасних умовах, на тлі відмови від імпортованих енергоносіїв, використання відновлюваних джерел енергії є життєво необхідною альтернативою викопним видам палива, оскільки може покрити значну частину енергоспоживання і має великий потенціал для розвитку. Вкрай важливо збільшити інвестиції у широкомасштабне розгортання децентралізованої відновлюваної енергетики, враховуючи, що близько 40% енергетичної інфраструктури було пошкоджено внаслідок бойових дій, і ця тенденція навряд чи зміниться в найближчому майбутньому. Київська школа економіки оцінює прямі втрати в електроенергетиці внаслідок російських атак у 56,2 млрд доларів США, з яких 16 припадає на прямі фізичні збитки, а 40 - на непрямі фінансові втрати[10], і ця сума постійно зростає.



Рис.2. Карта розподілу природних зон в Україні
Fig.2. Map of the distribution of natural zones in Ukraine

Економічний потенціал для розвитку відновлюваних джерел енергії в Україні залишається досить значним. Великі площі неосвоєних територій, географічне та природне різноманіття створюють дуже сприятливі умови для подальшої диверсифікації структури джерел генерації енергії. Варто також зазначити, що вищезгадана угода CRMA за своєю суттю спрямована на забезпечення безпечного, різноманітного та сталого постачання до ЄС критично важливої сировини, включаючи рідкісноземельні елементи, необхідної для стратегічних секторів та технологій, пов'язаних із зеленими та цифровими трансформаціями, і потенційно може надати можливість для поглиблення співпраці між Україною та Європейським Союзом.

Диверсифікація в енергетичному секторі України має здійснюватися відповідно до європейських стандартів, принципів і норм, враховуючи тісний взаємозв'язок між диверсифікацією природних енергетичних ресурсів, маршрутів їх постачання тощо та рівнем енер-

гетичної безпеки країни[11]. Нинішня війна суттєво вплинула як на енергетичну безпеку Європейського Союзу, так і на його політику у цій сфері через втрату традиційних джерел постачання енергоресурсів. У відповідь на ці виклики ЄС розробив амбітні ініціативи "RePowerEU" та "Fit for 55", спрямовані на прискорення енергетичного переходу та зменшення залежності від викопних видів палива, а Україна, інтегруючись в енергетичну систему ЄС, може стати важливим постачальником "зеленої" енергії та сприяти диверсифікації джерел енергопостачання для ЄС[12].

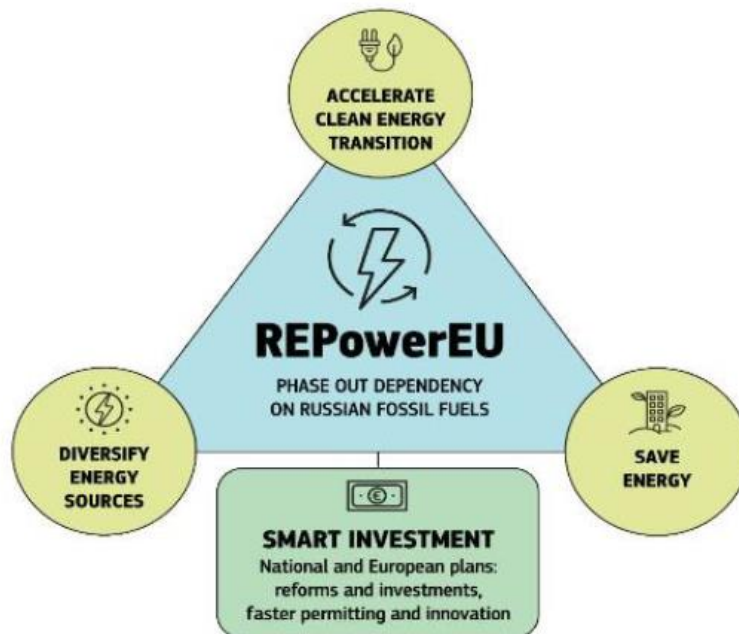


Рис. 3. Підсумки плану REPowerEU
Fig. 3. REPowerEU plan summarizing

Найбільш перспективними для розвитку в Україні є такі види відновлюваної енергетики: сонячна енергетика, вітрова енергетика, енергія малих річок, геотермальна енергетика та енергія біомаси.

Сонячна енергетика: Україна має достатньо сприятливі умови для впровадження сонячних електростанцій. Середньорічна кількість сумарної сонячної радіації, що надходить на 1 м² поверхні в Україні, коливається від 1070 кВт-год/м² на півночі країни до 1400 кВт-год/м² і вище на півдні України. Розподіл основних кліматичних показників виглядає наступним чином: радіаційний режим території характеризується зміною тривалості сонячного сяйва в середньому за рік від 1690-1850 годин у західних районах Полісся та Лісостепу до 2150-2450 годин у Криму та на узбережжі Чорного і Азовського морів (з урахуванням тимчасово окупованих територій)

Вітроенергетика: У національному секторі ВДЕ вітроенергетика за загальною встановленою потужністю поступається лише сонячній енергетиці. Аналіз багаторічної динаміки середньорічної швидкості вітру за останні роки показав, що середня багаторічна швидкість вітру в Україні коливається від 2,5 м/с до 5,7 м/с на висоті флюгера (≈10 м). Найбільші швидкості вітру характерні для Карпатських гір та Волинської височини, до повномасштабного вторгнення до уваги бралися також Приазовська височина, Причорноморська низовина, Кримські гори та Донецька височина. Західні вітри переважають у західних, центральних та північних областях, а східні та північні - у східних та південних областях, включаючи тимчасово окуповані території[13].

Гідроенергетика: Гідроенергетика має найнижчу собівартість серед традиційних і найбільш нетрадиційних технологій (ККД близько 70-90%), а також характеризується значним терміном експлуатації. Розвиток малої гідроенергетики сприяє зменшенню паливної

складової енергосистеми, зниженню техногенного навантаження на довкілля, залученню додаткових інвестицій до місцевих бюджетів. За результатами наукових досліджень, технічний потенціал лише малих річок України становить 1270 млн кВт-год/рік, і лише близько 20% цього потенціалу наразі освоюється.

Геотермальна енергія: Умовно поділяється на субгеотермальну, гідротермальну та петротермальну. На відміну від інших відновлюваних джерел енергії, темпи нарощування потужностей з виробництва геотермальної енергії в Україні значно нижчі, незважаючи на те, що геотермальні джерела енергії мають певні переваги. Вони не залежать від дня чи сезону, а собівартість теплової та електричної геотермальної енергії є низькою завдяки високому коефіцієнту використання (0,8-0,95) та низьким експлуатаційним витратам.

Розвиток геотермальних технологій наразі ускладнюється активними військовими діями - експлуатація глибоких підземних джерел енергії була зосереджена на Кримському півострові, а також частково (в меншому обсязі) в Херсонській та Закарпатській областях.

Енергія біомаси: В останні роки спостерігається тенденція до зростання потенціалу твердої біомаси, що зумовлено підвищенням продуктивності сільського господарства, змінами в лісовому господарстві та змінами в управлінні побутовими і промисловими відходами. Щорічний технічно досяжний енергетичний потенціал в Україні в довоєнні часи був еквівалентний 43,1 млн. тонн, і його використання дозволило б щорічно економити близько 40 млрд. кубометрів природного газу. Найбільший потенціал твердої біомаси зосереджений у Вінницькій, Дніпропетровській, Житомирській, Київській, Одеській, Полтавській, Сумській, Харківській та Чернігівській областях і становить близько 2,0 млн тонн на рік[14]. Варто також відзначити тенденцію останніх місяців щодо використання інфраструктури газосховищ, які раніше використовувалися для зберігання імпортованого природного газу з російських родовищ, для накопичення біометану. У синергії з останніми дослідженнями, наприклад, американського стартапу Quino Energy щодо перетворення нафтових резервуарів на кластер проточних батарей, цей напрямок виглядає більш ніж перспективним. Адаптоване до нових реалій існуюче обладнання допоможе знизити витрати та сприятиме розвитку цього напрямку зеленої енергетики, що, в свою чергу, лише посилить курс на диверсифікацію джерел генерації енергії.

Таблиця 1. SWOT-аналіз впровадження альтернативних джерел енергії в Україні

Table 1. SWOT-analysis of alternative energy sources implementation in Ukraine

<u>Сильні сторони:</u> - Багаті природні ресурси - Зростання інтересу до зеленої енергетики - Кваліфіковані фахівці	<u>Можливості:</u> - Європейська інтеграція - Зростання світового ринку - Підвищення енергетичної безпеки
<u>Слабкі місця:</u> - Обмежене фінансування - Стара інфраструктура - Регуляторні бар'єри	<u>Погрози:</u> - Політична та військова нестабільність - Конкуренція з традиційними джерелами енергії - Зміна клімату

Ефективна диверсифікація ресурсів та шляхів їх отримання в енергетичному секторі допоможе йому вийти на якісно вищий рівень функціонування і, відповідно, знизити енергетичні ризики, підвищити прибутковість тощо[14].

Варто також зазначити, що в сучасних умовах ключовим елементом сприяння розвитку "зеленої" енергетики є впровадження відповідної моделі раціонального розподілу джерел генерації енергії із застосуванням новітніх інформаційних технологій. Вже існуючі інструменти, такі як Multilayer Perceptron (MLP), використовуються в енергетиці для вирішення різних завдань, таких як створення моделі енергоспоживання, прогнозування потреб в енергії в різних умовах та оптимізація енергосистеми в цілому, але вони потребують певних коригувань для використання в диверсифікованих системах з великою залежністю від альтернативних джерел енергії.

5. Результати дослідження та висновки. Визначено поняття енергетичної диверсифікації та її переваги, а також розглянуто приклади реалізації цієї політики в країнах Європейського Союзу. Масове використання відновлюваних джерел енергії для досягнення ефективною енергетичної диверсифікації має низку незаперечних переваг і лише посилить заведення національної стратегії щодо забезпечення енергетичної безпеки.

Україна має багатообіцяючий потенціал відновлюваних джерел енергії, маючи величезні території з різними умовами, незважаючи на те, що повномасштабне вторгнення створює великі виклики на шляху до енергетичної трансформації. Тим не менш, ми рекомендуємо розвивати сектор альтернативної енергетики, щоб диверсифікувати виробництво електроенергії в нашій країні та зміцнити енергетичну безпеку і незалежність, що останніми роками стає все більш важливим для нашого блага. Такий підхід забезпечить прийнятну альтернативу імпортованим викопним видам палива, що збігається з поточною державною політикою та євроінтеграційними процесами[15]. Але для підвищення ефективності існує потреба в подальших дослідженнях, спрямованих на вдосконалення процесу управління джерелами генерації енергії.

Для поступового впровадження диверсифікованої системи енергопостачання слід розглянути наступні кроки:

- Створити правову базу для енергетичної політики, яка б приваблювала інвестиції, заохочувала підприємництво та інновації, а також обмежувала неефективність та марнотратство.
- Укладати партнерства з приватним сектором для визначення та розвитку альтернативних джерел енергії.
- Співпрацювати з експертами для визначення найкращого поєднання доступних внутрішніх та зовнішніх джерел енергії.
- Співпрацювати з міжнародною спільнотою для впровадження та забезпечення дотримання екологічних стандартів, пов'язаних з розвідкою та видобутком енергоносіїв.
- Розробити комплекс рекомендацій, зокрема із залученням новітніх інформаційних технологій.

Список використаних джерел:

1. Богуславський Є.І., Черниченко А.О. Вибір оптимального методу диверсифікації підприємства. Ефективна економіка. 2013. № 10. URL: <http://www.economy.nayka.com.ua/?op=1&z=2424>
2. Дрималовська Х.В., Кузьмін О.Є., Передало Х.С. Чинники впливу на диверсифікацію діяльності підприємств. Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Менеджмент та підприємництво в Україні: етапи становлення і проблеми розвитку. 2013. №769. ст.143-148. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VNULPM_2013_769_23
3. Домашенко М.Д., Школа В.Ю., Троян М.Ю., Домашенко В.С. Розвиток альтернативних (чистих) джерел енергії: досвід ЄС. Бізнес Інформ. 2021. № 4. ст.48–53., DOI: <https://doi.org/10.32983/2222-4459-2021-4-48-53>
4. Завербний А.С., Шпак Ю.Н. Проблеми гармонійного розвитку енергозабезпечення та енергоефективності економіки в умовах євроінтеграції. ECONOMICS: time realities. 2019. № 4(44). ст.40–48.. DOI: 10.5281/zenodo.3757885
5. Яковенко В.С. и Гаркуша В.В. Тенденції розвитку ринку генерації сонячної енергії в Україні. Бізнес Інформ, № 4. 2021 ст.114-119. DOI: <https://doi.org/10.32983/2222-4459-2021-4-114-119>
6. Seymour Ağazade. (2023) Energy Diversification Trends and Convergence in this Diversification. SSRN Electronic Journal. Doi: <http://dx.doi.org/10.2139/ssrn.4343016>
7. Мельниченко, О.А., Білоцький, О.О. (2017) Енергетична безпека: сутність та методи державного регулювання. Вісник Національного університету цивільного захисту України. Серія "Державне управління". Випуск 1 (6).ст.32-41. DOI: 10.5281/zenodo.997167
8. IEA, Share of renewable electricity generation by technology, 2000-2030. URL: <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/share-of-renewable-electricity-generation-by-technology-2000-2030>

9. Покришка, Д.С. (2024) Огляд стратегічних документів Європейського Союзу у сфері економічної безпеки: аналітичний огляд. НІСД 41 с <https://doi.org/10.53679/NISS-analytrep.2024.12>
10. Збитки та втрати енергетичного сектору України внаслідок повномасштабного російського вторгнення перевищили \$56 млрд - оцінка Інституту KSE станом на травень 2024 року. URL: <https://kse.ua/ua/about-the-school/news/zbitki-ta-vtrati-energetichnogo-sektoru-ukrayini-vnaslidok-povnomasshtabnogo-vtorgnennya-rosiyi-perevishhili-56-mlrd-otsinka-kse-institute-stanom-na-traven-2024-roku>.
11. Сотник, І.М., Кулик, Л.А. (2016) Енергоефективність в Україні: нові виклики та основні бар'єри на шляху її впровадження. Міжнародний журнал нової економіки та соціальних наук. №2(4). ст. 162-173 DOI: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0010.4548>
12. Кудря С.О. (2024) Відновлювані джерела енергії. Наук. ред.: С.О. Кудря. С.О. Кудря. Київ: Інститут відновлюваної енергетики Національної академії наук. ст. 392. DOI: 10.36296/monograph-2024
13. Плоский, В.О., Забарилло, П.О. Сучасний стан потенціалу альтернативної енергетики України. Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції "Зелене будівництво". 2024, ст. 118-122 URL: https://www.knuba.edu.ua/wp-content/uploads/2024/05/zbirnyk_gotovuj-4.pdf
14. B. Nibedita, M. Irfan (2024) Energy mix diversification in emerging economies: An econometric analysis of determinants. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol.189. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.114043>
15. Stephane de la Rue du Can, Virginie Letschert, Shreya Agarwal, Won Young Park, Usamah Kaggwa (2022), Energy efficiency improves energy access affordability. Energy for Sustainable Development. Vol.70. 560-568. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.esd.2022.09.003>

References:

1. Boguslavskiy E.I., Chernychenko A.O. (2013) Choosing the Optimal Method of Enterprise Diversification. Effective Economy. № 10. URL: <http://www.economy.nayka.com.ua/?op=1&z=2424>
2. Drymalovska Kh.V., Kuzmin O.E., Peredalo Kh.S. (2013) Factors influencing the diversification of enterprise activities. Bulletin of the National University "Lviv Polytechnic". Management and Entrepreneurship in Ukraine: Stages of Formation and Development Problems. №769. p.143-148. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/VNULPM_2013_769_23
3. Domashenko M.D., Shkola V.Yu., Troyan M.Yu., Domashenko V.S. Development of alternative (clean) energy sources: EU experience. Business Inform. 2021. No. 4. p.48–53., DOI: <https://doi.org/10.32983/2222-4459-2021-4-48-53>
4. Zaverbnyi A.S., Shpak Y.N. (2019) Problems of harmonious development of energy supply and energy efficiency of the economy in the context of European integration. ECONOMICS: time realities. № 4(44). 40–48. DOI: 10.5281/zenodo.3757885
5. Yakovenko, V.S., Garkusha, V.V. (2021) Trends in the development of the solar energy generation market in Ukraine. Biznes Inform, №4. p.114–119. <https://doi.org/10.32983/2222-4459-2021-4-114-119>
6. Seymour Ağazade. (2023) Energy Diversification Trends and Convergence in this Diversification. SSRN Electronic Journal. DOI: <http://dx.doi.org/10.2139/ssrn.4343016>
7. Melnychenko O.A., Byelotsky O.O. (2017) Energy security: the nature and methods of state regulations. Bulletin of the National University of Civil Defense of Ukraine. Series "State Management". Issue 1 (6). p.32-41. DOI: 10.5281/zenodo.997167
8. IEA, Share of renewable electricity generation by technology, 2000-2030. URL: <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/share-of-renewable-electricity-generation-by-technology-2000-2030>
9. Pokryshka D.S. (2024) Review of strategic documents of the European Union in the field of economic security: analytical review. NISD 41 DOI: <https://doi.org/10.53679/NISS-analytrep.2024.12>
10. Damages and losses of the energy sector of Ukraine as a result of a full-scale Russian invasion exceeded \$56 billion - KSE Institute estimate as of May 2024. URL: <https://kse.ua/ua/about-the-school/news/zbitki-ta-vtrati-energetichnogo-sektoru-ukrayini-vnaslidok-povnomasshtabnogo-vtorgnennya-rosiyi-perevishhili-56-mlrd-otsinka-kse-institute-stanom-na-traven-2024-roku>.
11. Sotnyk I.M., Kulyk L.A. (2016) Energy efficiency in Ukraine: new challenges and major barriers to its implementation. International Journal of New Economics and Social Sciences. №2(4). p.162-173 DOI: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0010.4548>

12. Kudrya S.O. (2024) Renewable energy sources. Ed. S.O. Kudrya. Kyiv: Institute of Renewable Energy of the National Academy of Sciences. p.392. DOI: 10.36296/monograph-2024
13. Plosky V.O., Zabarylo P.O. (2024) Current state of alternative energy potential of Ukraine. Materials of the III International Scientific and Practical Conference "Green Construction". p.118-122 URL: https://www.knuba.edu.ua/wp-content/uploads/2024/05/zbirnyk_gotovyyj-4.pdf
14. B. Nibedita, M. Irfan (2024) Energy mix diversification in emerging economies: An econometric analysis of determinants. Renewable and Sustainable Energy Reviews. Vol.189. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.114043>
15. Stephane de la Rue du Can, Virginie Letschert, Shreya Agarwal, Won Young Park, Usamah Kaggwa (2022), Energy efficiency improves energy access affordability. Energy for Sustainable Development. Vol.70. 560-568. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.esd.2022.09.003>

УДК 551.58.001.57

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0518>¹Олена Жукова,кандидат технічних наук, доцент кафедри технологій захисту навколишнього середовища та охорони праці, <https://orcid.org/0000-0003-0662-9996>, e-mail: zhukova.og@knuba.edu.ua¹Павло Старжинський,аспірант кафедри технологій захисту навколишнього середовища та охорони праці, <https://orcid.org/0009-0004-4495-9309>, e-mail: starzhynskiy_ps-2023@knuba.edu.ua¹Київський національний університет будівництва та архітектури, просп. Повітряних сил, 31, м. Київ, 03037, Україна

ВІЙНА ТА ЇЇ НАСЛІДКИ ДЛЯ ПОВЕРХНЕВИХ ВОДОЙМ

АНОТАЦІЯ. Російська збройна агресія проти України завдала непоправної шкоди довкіллю, особливо водним ресурсам. Стаття аналізує масштабні екологічні наслідки війни, зосереджуючись на басейні річки Дніпро. Дослідження виявляє, що збройний конфлікт значно посилив і без того значне антропогенне навантаження на водні екосистеми України. Руйнування інфраструктури, забруднення ґрунтів та поверхневих вод нафтопродуктами, важкими металами та іншими токсичними речовинами, а також масова загибель водних організмів внаслідок бойових дій призвели до деградації водних екосистем та загострення дефіциту прісної води. Особливу увагу приділено катастрофічним наслідкам підриву Каховської ГЕС, який став однією з найбільших техногенних катастроф в історії Європи. Ця подія спричинила масштабну екологічну катастрофу, що вплинула на біорізноманіття, гідрологічний режим і якість води в нижній течії Дніпра. На основі наукових досліджень та даних моніторингу якості води, було виявлено значне перевищення гранично допустимих концентрацій забруднюючих речовин у різних ділянках Дніпра. Це свідчить про загострення екологічної ситуації та загрозу для здоров'я населення та довкілля.

Ключові слова: війна, екологія, водні ресурси, поверхневі води, Україна, Дніпро, Каховська ГЕС, антропогенне навантаження, забруднення, відновлення, біорізноманіття.

WAR AND ITS CONSEQUENCES FOR SURFACE WATER BODY

ABSTRACT. The Russian armed aggression against Ukraine has caused irreparable damage to the environment, especially to the water resources. This article analyses the extensive ecological consequences of the war, focusing on the Dnipro River's basin. This research reveals that the armed conflict has significantly increased the already significant anthropogenic pressure on Ukraine's aquatic ecosystems. Infrastructure destruction, contamination of soil and surface waters with oil products, heavy metals, and other toxic substances, as well as massive deaths of aquatic organisms due to combat activities, have led to the degradation of water ecosystems and worsened the freshwater shortage. Particular attention is given to the catastrophic consequences of the destruction of the Kakhovka Hydroelectric Power Plant, which became one of the largest man-made disasters in European history. This event caused a massive environmental disaster that affected biodiversity, the hydrological regime, and water quality in the lower reaches of the Dnipro River. Based on the scientific research and water quality monitoring data, a significant exceedance of permissible concentrations of pollutants have been detected in various sections of the Dnipro River. This indicates an aggravation of the ecological situation and a serious threat to public health and the environment.

Keywords: war, ecology, water resources, surface waters, Ukraine, Dnipro, the Kakhovka Hydroelectric Power Plant, anthropogenic pressure, pollution, restoration, biodiversity.

Постановка проблеми. Кінець XX - початок XXI століття характеризується погіршенням екологічної ситуації на планеті. Найважливішою складовою екологічно безпечного розвитку природних і соціально-економічних систем є таке природокористування, яке передбачає організацію використання водних ресурсів, при якому забезпечується сталий розвиток і протягом тривалого часу зберігається для цього достатній водно-ресурсний потенціал. XIX століття характеризується значними негативними змінами оточуючого середовища, викликаними безконтрольним використанням природних ресурсів, розвитком промисловості та

транспорту, що призводить до збільшення споживання води і водночас зростання її забруднення. Особливо помітним це стало протягом останніх 50 років, коли вплив людини на водний цикл планети досягнув глобального масштабу [5].

Суттєво ситуація погіршилась із початком військових дій, що призвело до посилення стану екологічної небезпеки не тільки в антропогенно навантажених районах, але й по всій території країни. Військова агресія в цілому дуже негативно впливає на екологію та на життєдіяльність населення, адже відбувається знищення та пошкодження природного середовища, втрачаються природні ресурси, ландшафти, спостерігається суттєве руйнування підприємств, споруд критичної інфраструктури, очисних споруд, систем газо- та теплопостачання, забруднення атмосфери, ґрунтового покриву, підземних та поверхневих водойм, зменшення біорізноманіття та ін.

Від початку повномасштабного вторгнення стан довкілля погіршився в десятки разів, проте оцінити наслідки воєнних дій для екології в повній мірі не можливо.

Водні ресурси - невід'ємна складова природокористування, яка в умовах ринкових взаємовідносин розглядається як товар. Нерівномірний територіальний розподіл водних ресурсів та значне антропогенне навантаження призводять до гострого дефіциту води.

Розподіл водних ресурсів, так як і потреби суспільства в них, на Землі нерівномірні. Загальні запаси води Землі складають 1359 млн.м³, серед яких всього 2-3% прісні води. Водозабезпеченість на одного жителя коливається від 0,69 у Північній Африці до 96,2 у Сибірі і на Далекому Сході та 219 тис.м³/рік у Канаді і на Алясці [4].

На даний момент водне господарство України має значну кількість проблем, у тому числі: поглиблення тенденції нераціонального водокористування; незадовільна якість води в природних водних об'єктах; значне зростання матеріальної шкоди від негативного впливу внаслідок виникнення паводків, підтоплення території підземними водами, заболочування, вторинне засолення земель, водна ерозія, зниження кількості інвестицій у розвиток водного господарства та наслідки повномасштабного вторгнення.

Проблеми що вище наведені, призвели до старіння основних водогосподарських фондів та відсутності основного капіталу в водному господарстві. Також хочемо відмітити, що сучасні проблеми цієї галузі поглиблюються в області водогосподарського комплексу. Водний фонд майже на 100% залишається державною власністю, а у водогосподарському комплексі в результаті приватизації виникли різноманітні форми власності.

25 лютого 1991 року була прийнята Конвенція про оцінку впливу на навколишнє середовище у транскордонному контексті, яку Україна ратифікувала та відповідно несе відповідальність за екологічні наслідки. Екологічна безпека є невід'ємною частиною загальної безпеки нашої держави.

З початком військової агресії Росії екологічна ситуація в Україні значно погіршилась, набула глобального масштабу і стала порівнюваною з іншими великими екологічними катастрофами. Воєнні дії спричинили численні руйнування інфраструктури, які мають серйозні наслідки для довкілля, зокрема для водних ресурсів. Катастрофа, пов'язана з підривом Каховської ГЕС, є однією з найбільших техногенних катастроф останніх десятиліть і співмірною з глобальними екологічними трагедіями, такими як аварія на Чорнобильській АЕС або вибухи нафтових платформ, що мали масштабні екологічні наслідки [3].

Вплив війни в Україні, зокрема, на річкові басейни, водні екосистеми та гідроспороди, зокрема на р. Дніпро, вимагає особливої уваги через масштабну деградацію довкілля та значні зміни гідроморфологічного режиму. Ворожі обстріли й атаки на критичну водну інфраструктуру не тільки ускладнюють доступ до питної води, але й викликають серйозні забруднення вод токсичними речовинами, включно з важкими металами та біогенними елементами [1]. У багатьох регіонах України ситуація є аналогічною або гіршою, що підкреслює необхідність порівняльного аналізу екологічних наслідків воєнних дій по всій країні.

У цьому контексті війна Росії проти України спричинила екологічні проблеми, які співмірні з антропогенним навантаженням на довкілля під час наймасштабніших природних

та техногенних катастроф у світі. Це ставить питання необхідності негайних дій для мінімізації збитків та довгострокових стратегій відновлення екологічної безпеки в країні.

Мета дослідження. Основною метою даної роботи є оцінка екологічних наслідків впливу воєнних дій та техногенних катастроф на водні екосистеми України, зокрема на водного басейну р. Дніпро, а також розробка рекомендацій для мінімізації негативних наслідків та відновлення водних ресурсів у післявоєнний період.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання ефективності управління природними ресурсами, аспекти їх організаційного забезпечення висвітлені в працях А.В. Яценка, В.М. Удод, М.Ю. Тарасової, І.О. Драгана, Н.М. Осадча, Н.С. Клебанова, В.І. Осадчий, Ю.Б. Набиванець та ін. Питанням загального негативного антропогенного впливу на водні екосистеми яскраво висвітлені в працях М.І. Ромащенко, Н.А. Макаренко, О.М. Климчика, Т.В. Пінкіна та ін. [4,5,7]. Щодо визначення впливу військової агресії на стан водних екосистем, то вони яскраво висвітлені в різних аспектах в працях В.К. Хільчевського, О.М. Куцька [8]. Проте, в сучасних умовах питання впливу військової агресії на стан водних об'єктів має особливу актуальність та потребує подальшого вивчення, що дозволить оцінити ризики та визначити ефективні методи їх попередження, усунення наслідків.

Матеріали та методи. Водні ресурси зазнають значного впливу внаслідок військових дій, що призводить до загострення вже існуючих проблем і виникнення нових негативних наслідків. У ході дослідження було здійснено аналіз літературних джерел, а також даних моніторингу якості води на різних ділянках басейну Дніпра до та після початку повномасштабної війни. Отримані дані свідчать про низку ризиків для населення та незворотні зміни у функціонуванні гідроекосистем (див. Таблицю 1).

Таблиця 1. Загальна характеристика стану якості води в р. Дніпро протягом 2021 – 2024 рр.
Table 1. General characteristics of the state of water quality in the Dnipro River during 2021 - 2024.

Назва ділянки басейну	Рік відбору	Темп-ра, °C	Фактичні величини основних показників якості води						
			Р-ний кисень, мгО ₂ /дм ³	Прозорість, см.	Амоній-іон, мг/дм ³	ХСК, мгО/дм ³	Залізо заг., мг/дм ³	Марганець, мг/дм ³	Фосфат-іон, мг/дм ³
НОРМАТИВ:	Гігієнічні нормативи... (наказ МОЗ від 02.05.2022 № 721)		≥4,0	10.00	-	30.00	0.30	0.100	2.50
	Нормативи ЕБВО від 30.07.12		-	-	0,5-1,0 (мгN/л)	50.00	-	-	0,70 (мгP/л)
р. Дніпро - Київське водосховище	2024	12.9	7.27	21.97	0.99	40.99	0.44	0.298	0.20
	2023	12.9	8.48	22.65	0.64	34.59	0.43	0.065	0.32
	2021	11.4	9.77	25.85	0.69	30.86	0.56	0.115	0.29
Канівське водосховище	2024	12.2	7.77	21.38	0.92	33.00	0.19	0.117	0.31
	2023	11.3	8.66	25.43	0.59	27.62	0.14	0.074	0.41
	2022	10.2	8.33	23.88	0.57	24.80	0.48	1.250	0.61
	2021	11.4	10.51	28.27	0.51	24.67	0.33	0.074	0.38
Кременчуцьке водосховище	2024	13.3	8.50	31.72	0.42	42.30	0.27	0.061	0.48
	2023	12.0	7.75	28.61	0.47	44.59	0.24	0.067	0.49
	2022	12.5	8.18	30.84	0.37	39.51	0.20	0.060	0.30
	2021	11.3	8.42	26.33	0.35	36.60	0.13	0.060	0.47

Кам'янське водосховище	2024	12.2	8.22	29.47	0.37	33.66	0.22	0.066	0.30
	2023	11.5	7.80	29.38	0.36	34.93	0.19	0.073	0.26
	2022	11.3	7.44	29.07	0.29	32.95	0.14	0.081	0.23
	2021	11.4	10.51	28.27	0.51	24.67	0.33	0.074	0.38
Дніпровське водосховище	2024	13.3	9.29	28.75	0.31	26.24	0.18	0.067	0.74
	2023	13.0	8.76	28.59	0.33	28.38	0.77	0.077	0.27
	2022	11.5	8.92	28.51	1.02	26.08	0.10	0.060	0.20
	2021	10.2	9.43	28.25	0.32	26.22	0.11	0.060	0.26
Каховське водосховище	2024	Тимчасова окупація територій							
	2023								
	2022								
	2021	12.8	9.78	45.17	0.14	28.53	0.13	0.05	0.29
р. Дніпро (понижся)	2024	Тимчасова окупація територій							
	2023								
	2022								
	2021	13.0	9.42	45.54	0.13	28.88	0.13	0.057	0.27

Аналіз середньорічних показників якості води в р. Дніпро за період 2021-2024 рр. дозволяє зробити такі заключення:

Показники якості води в р. Дніпро протягом 2021-2024 рр. демонструють як стабільність, так і певні коливання. В окремих випадках спостерігаються перевищення гранично допустимих концентрацій (ГДК) за деякими показниками, що свідчить про певне забруднення води [2].

Температура води в річці змінюється відповідно до пори року, що є природним процесом.

Значення рН в основному в межах допустимої норми, що свідчить про відносно стабільний кислотно-лужний баланс води.

Прозорість води коливається протягом року, що може бути пов'язано з сезонними змінами гідрометеорологічних умов, а також з антропогенним впливом.

Вміст амонійного іону в деяких випадках перевищує норму, що може свідчити про органічне забруднення води, пов'язане зі стоками з населених пунктів та сільськогосподарських угідь.

Хімічне споживання кисню (ХСК) вказує на загальний рівень забруднення води органічними речовинами. В деяких випадках спостерігається перевищення норми, що свідчить про підвищений вміст органічних забруднювачів.

Вміст заліза в деяких випадках перевищує норму, що може бути пов'язано з природними геологічними особливостями басейну річки, а також з антропогенним впливом.

Вміст марганцю також в деяких випадках перевищує норму.

Фосфати є одним з основних факторів, що сприяють евтрофікації водойм. Вміст фосфатів в деяких випадках перевищує норму.

Відокремлюючи кожен ділянку басейну р. Дніпро в період з 2021 – 2024рр., можна відзначити, такі показники:

У Київському водосховищі за вказаний період спостерігається зменшення прозорості та збільшення рівня ХСК. Концентрації амонію залишаються відносно стабільними, однак зменшилися концентрації фосфатів та заліза.

По Канівському водосховищі маємо зменшення концентрації заліза та фосфатів, стабільні показники амонію. Прозорість знизилася порівняно з 2021 роком.

Кременчуцьке водосховище теж має певні відхилення. Прозорість та концентрації амонію стабільні. Значне збільшення концентрації ХСК та фосфатів у 2024 році.

В Кам'янському водосховищі за цей період. Загальна прозорість та ХСК зменшуються, але спостерігається стабільність в рівнях амонію та фосфатів.

У Дніпровському водосховищі показники амонію значно знизилися у 2024 році, в той час як ХСК залишається на високому рівні.

Стосовно Каховського водосховища та ділянки від Каховської ГЕС до Чорного моря спостереження відсутні через відкритий воєнний напад РФ, окупацію території та підлив греблі водосховища в ніч на 6 червня 2023 року. В результаті чого відбувся неконтрольований витік води і водосховище у штучному вигляді перестало існувати, рівень води та площа поверхні в межах водойми загалом повернулися до показників рівнів та площі поверхні дзеркала Дніпра та інших річок його басейну в період до його створення, натомість відбулися підтоплення (переважно тимчасові) населених пунктів та прибережних земель нижче за течією Дніпра та значне опріснення Дніпровсько-Бугського лиману.

Слід зауважити, що будь-які воєнні дії спричиняють виникнення катастрофічних ризиків та загроз для довкілля, життєдіяльності населення, а також функціонування природних і штучних екосистем. Водні екосистеми, як і інші природні ресурси, потребують раціонального використання та належного захисту.

Загальні висновки. Якість води в р. Дніпро в цілому відповідає нормативним вимогам, однак спостерігаються певні відхилення від норми за окремими показниками.

Основними проблемами є підвищений вміст амонію, ХСК, заліза, марганцю та фосфатів, що може бути пов'язано з органічним забрудненням, стоками з населених пунктів та сільськогосподарських угідь.

Для більш детальної оцінки якості води необхідно провести додаткові дослідження, включаючи аналіз на наявність інших забруднювачів (пестициди, нафтопродукти тощо).

Список використаних джерел:

1. Строкаль В.П., Ковпак А.В. (2021) Причинно-наслідкові зв'язки забруднення біогенними елементами басейну річки Дніпра: синтез теоретичних даних. Науково-практичний журнал «Екологічні науки». – Київ: Видавничий дім «Гельветика», Випуск 2 (35), С. 37-44.
2. Войтенко, Л.В., Кочетов, Я. В. (2021). Комплексна оцінка якості води: проблеми та рішення: URL: https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/46701/1/Pure_water_2021-99-103.pdf
3. Хільчевський В.К. (2022). Водні та збройні конфлікти – класифікаційні ознаки: у світі та в Україні. Гідрологія, гідрохімія і гідроекологія. № 1(63). С. 6-19.
4. Romashchenko M.I., Yatsyuk M.V., Dehtyar O.O. (2018). Conceptual principles of water management reform in Ukraine. Bulletin of Agrarian Science. No 12 (789). 9-18.
5. Klimchik O.M., Pinkina T.V., Pinkin A.A. (2018). Introduction of an integrated water resources management system based on the basin principle. Scientific Journal «ScienceRise». No 4(45). P.36-40
6. Stokal, V.P. Kovpak A.V. (2020). The basin approach for water resources management in Ukraine: the swot analysis / Scientific journal "Biological systems: theory and innovation", Том 11, № 4. DOI: <http://dx.doi.org/10.31548/biologiya2020.04.004>.
7. Строкаль В.П., Ковпак А.В. (2021) Причинно-наслідкові зв'язки забруднення біогенними елементами басейну річки Дніпра: синтез теоретичних даних. Науково-практичний журнал «Екологічні науки». – Київ: Видавничий дім «Гельветика», Випуск 2 (35), С. 37-44: URL: <https://doi.org/10.32846/2306-9716/2021.eco.2-35.6>.
8. Куцька, О. М., Перемибіда, Д. О. (2022). Реалізація прагнення виходу до моря в рамках водних конфліктів XXI століття: зарубіжний досвід вирішення протиріч мирним шляхом. Військово-науковий вісник, (37), 270-291. URL: <http://vnn.asv.gov.ua/article/view/260887>.

References:

1. Strokal, V. P., & Kovpak, A. V. (2021). Causal relationships of biogenic pollution in the Dnipro River basin: Synthesis of theoretical data. *Ekologichni Nauky (Ecological Sciences)*, (2)(35), 37–44. Kyiv: Helvetyka Publishing House.
2. Voytenko, L. V., & Kochetov, Ya. V. (2021). *Kompleksna otsinka yakosti vody: problemy ta rishennia* [Comprehensive assessment of water quality: Problems and solutions]. https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/46701/1/Pure_water_2021-99-103.pdf
3. Khilchevskiy, V. K. (2022). Water and armed conflicts – classification features: in the world and in Ukraine. *Hydrology, Hydrochemistry and Hydroecology*, 63(1), 6–19. <https://doi.org/10.17721/2306-5680.2022.1.1>
4. Romashchenko M.I., Yatsyuk M.V., Dehtyar O.O. (2018). Conceptual principles of water management reform in Ukraine. *Bulletin of Agrarian Science*. No 12 (789). 9-18.
5. Klimchik O.M., Pinkina T.V., Pinkin A.A. (2018). Introduction of an integrated water resources management system based on the basin principle. *Scientific Journal «ScienceRise»*. No 4(45). P.36-40.
6. Strokal, V.P. Kovpak A.V. (2020). The basin approach for water resources management in ukraine: the swot analysis / *Scientific journal “Biological systems: theory and innovation”*, Том 11, № 4. DOI: <http://dx.doi.org/10.31548/biologiya2020.04.004>.
7. Strokal, V. P., & Kovpak, A. V. (2021). *Prychynno-naslidkovi zviazky zabrudnennia biohennymy elementamy baseinu richky Dnipra: Syntes teorihechnykh danykh* [Causal relationships of biogenic pollution in the Dnipro River basin: Synthesis of theoretical data]. *Ekologichni Nauky*, 2(35), 37–44. <https://doi.org/10.32846/2306-9716/2021.eco.2-35.6>
8. Kutska, O. M., & Peremybida, D. O. (2022). *Realizatsiia prahnenia vykhodu do moria v ramkakh vodnykh konfliktiv XXI stolittia: zarubizhnyi dosvid vyrishennia protyrich myrnym shliakhom* [Realization of the aspiration for sea access within 21st-century water conflicts: Foreign experience in peaceful resolution]. *Viiskovo-naukovy visnyk*, (37), 270–291. <http://vnn.asv.gov.ua/article/view/260887>

УДК 721.01

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0519>**¹Тетяна Ткаченко,**доктор технічних наук, завідувачка кафедри Технологій захисту навколишнього середовища та охорони праці, <https://orcid.org/0000-0003-2105-5951>, e-mail: tkachenkoknuba@gmail.com**¹Ілля Святогорів,**аспірант кафедри Технологій захисту навколишнього середовища та охорони праці, <https://orcid.org/0009-0005-2793-1520>, e-mail: tall.arh@gmail.com¹Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури, просп. Повітрофлотський 31, м. Київ, 03037, Україна

РОЗПЛАНУВАННЯ ТЕРИТОРІЙ ПІД ЖИТЛОВУ ЗАБУДОВУ ЗА УМОВИ СТВОРЕННЯ ТЕПЛОКОМФОРТНОГО ЖИТЛОВОГО СЕРЕДОВИЩА

АНОТАЦІЯ. У зв'язку з глобальною зміною клімату, підвищенням середньорічних температур і прогресуючою проблемою міського острова тепла, виникає необхідність враховувати в процесі проектування складову екологічної стійкості архітектурних об'єктів. Технології зеленого будівництва, засновані на пасивній системі взаємодії з навколишнім середовищем, покликані не тільки поліпшити мікроклімат міських територій, а й знизити кількість споживаної енергії, яка регулює температурний режим будівель. У зв'язку з цим, контроль кількості сонячної радіації, що надходить на поверхні фасадів будівлі та підстильну поверхню прибудинкової території, є одним із пріоритетних напрямів. Для міста Києва та Київської області типовим рішенням забудови залишається прийом розпланування, коли підземний паркінг майже цілком заповнює територію виділеної під будівництво ділянки, позбавляючи можливості висаджувати великі дерева. Крім того, висотна секційна і висотна точкова типи забудови максимально розкривають подвір'я для агресивного впливу сонячної радіації, створюючи перегрівання підстильної поверхні. Згідно з проведеними дослідженнями, під час порівняння варіантів розпланування ділянки, використання периметральної схеми забудови дало змогу знизити кількість прямого сонячного випромінювання, що надходить у внутрішній двір, на 30% щодо типового висотного проектного варіанту. При озелененні центральної частини периметральної забудови деревами з великою кроною вищевказаний показник знижується ще на 14%. Також у дослідженні було розраховано середню температуру підстильної поверхні для трьох варіантів схеми забудови. Проведене дослідження довело, що поетапне затінення архітектурних форм, їхнє ущільнене розміщення і якісне озеленення простору подвір'я позитивно впливає на тепловий режим житлового утворення.

Ключові слова: сонячна радіація, нагрів поверхні, розпланування територій, тепловий комфорт.

PLANNING OF TERRITORIES FOR RESIDENTIAL TO THE CREATION OF A THERMAL-COMFORTABLE LIVING ENVIRONMENT

ABSTRACT. Due to global climate change, rising average annual temperatures, and the growing problem of the urban heat island, there is a need to take into account the environmental sustainability of architectural objects in the design process. Green building technologies, based on a passive system of interaction with the environment, are designed not only to improve the microclimate of urban areas but also to reduce the amount of energy consumed, which regulates the temperature regime of the buildings themselves. In this regard, controlling the amount of solar radiation received by the building facades and the underlying surface of the adjacent territory is one of the priority areas. For the city of Kyiv and the Kyiv region, a typical development solution is still the planning technique where underground parking almost completely fills the territory of the plot allocated for construction, making it impossible to plant large trees. In addition, high-rise sectional and high-rise point buildings maximize the exposure of the courtyard to aggressive solar radiation, creating overheating of the underlying surface. According to the study, when comparing the site layout options, the use of a perimeter development scheme made it possible to reduce the amount of direct solar radiation entering the courtyard by 30% compared to a typical high-rise option. When the central part of the perimeter building is landscaped with trees with a large crown, the above figure is reduced by another 14%. The study also calculated the average temperature of the underlying surface for 3 variants of the de-

velopment scheme. The study proved that the gradual shading of architectural forms, their compacted placement and high-quality landscaping of the courtyard space have a positive effect on the thermal regime of the residential area.

Keywords: solar radiation, surface heating, territory planning, thermal comfort.

1. Вступ. Доступність сонячного і денного світла в міській структурі є життєво необхідною умовою для створення якісного урбаністичного середовища. Однак за надлишку сонячної енергії, що надходить, виникає перегрівання поверхонь і, як наслідок цього, – підвищення температури повітря. Глобальна зміна клімату і виникнення аномальних хвиль тепла в піковий літній період істотно загострило проблему. Як спосіб протидії ситуації, що склалася, і раціонального використання природних ресурсів, у сфері зеленого будівництва дедалі більше уваги дослідників привертають методи пасивного охолодження будівель і прилеглих територій.

Одним із дієвих алгоритмів зниження рівня енергоспоживання та підтримання теплового комфорту зовнішнього простору є створення збалансованих тіньових візерунків на міських поверхнях [1]. У «міському каньйоні» температурний режим корелює з часом затінення площини фасадів і прибудинкової території [2]. Ефективний перерозподіл сонячної енергії по вертикальних і горизонтальних поверхнях міської геометрії ґрунтується на оптимізованій морфології й оптимальній орієнтації архітектурних об'ємів за сторонами світу. Компактні просторово-розпланувальні рішення купно з достатньою кількістю озеленення дають змогу знизити теплове навантаження і меншою мірою схильні до перегріву, ніж моделі з менш щільною забудовою [3].

2. Постановка проблеми досліджень. Існуючий підхід до проєктування висотних житлових будівель у місті Києві передбачає схему забудови, за якої простір прибудинкової території не може бути повноцінно озеленений. Необхідність розміщення габаритного підземного паркінгу під більшою частиною ділянки, що забудовується, унеможлиблює висаджування великих дерев із розвинуеною кореневою системою. Економіка будівництва житлових комплексів диктує саме такий підхід з метою отримання найбільшої кількості квадратних метрів житла під продаж. Унаслідок ситуації, що склалася, внутрішній простір подвір'я нових житлових комплексів виявляється позбавленим істотних зелених насаджень і більш схильний до агресивного впливу прямого сонячного потоку. Така тактика проєктування незмінно призводить до підвищення температурного режиму території в літній піковий період, і, як наслідок, – до загального температурного режиму мікрорайону.

Зовнішнє теплове середовище тісно пов'язане з енергетичним балансом людського тіла, багато в чому визначаючи міру фізичної активності та психологічного стану людини. У світлі масштабних екстремальних хвиль тепла, зафіксованих в Україні за останні десятиліття [4], та постійним підвищенням середніх річних температур, відкриті простори житлових масивів, які вкриті ФЕМ, газонами та поодинокими чагарниками, додатково екструдують показник теплового стресу, що негативно впливає на здоров'я та якість життя мешканців. Згідно з довгостроковими прогнозами для Києва та Київської області середні температурні значення продовжуватимуть прогресувати. В праці [5] було проведено аналіз температурних змін починаючи з 1881 року та досліджено прогнозні дані для вищезазначеної місцини до 2050 року. За фактичної тенденції щорічних температурних аномалій виникає необхідність переосмислення підходу до розпланування міських територій і насамперед – адаптації житлових осередків щодо кліматичних змін [6].

У деяких випадках містобудівна ситуація, що склалася, не дає змоги повною мірою охопити та врахувати рекомендації щодо положень зеленого будівництва та пасивних методів охолодження для майбутніх проєктів і прилеглої до них території. Однак на ділянках, вільних від наявної забудови, можливість розпланування від самого початку є більш варіабельною, і архітектору для вирішення професійних завдань слід підходити комплексно з урахуванням показника теплокомфортності.

Практичність впровадження пасивних стратегій охолодження було вивчено і підтверджено на прикладі низки досліджень зарубіжних авторів [7–10]. Насамперед це стосується країн зі спекотним і сухим кліматом, де зниження перегріву поверхонь і підтримання теплового комфорту є першочерговим завданням. Такий досвід спирається переважно на вивченні розпланування кварталів традиційної історичної забудови і пройшов випробування часом [11].

Крім повноцінного озеленення, створення теплокомфортного зовнішнього житлового середовища включає: затінення, сонцезахист, провітрювання, випаровування, орієнтацію тощо [12,13]. В Україні вивчення питання збалансованого впровадження перелічених вище методів зараз обмежене. Необхідно провести комплексні дослідження, адаптувати іноземний досвід до українських реалій і розробити рекомендації щодо майбутніх архітектурних проєктів. Синергія природних методів охолодження та технологічного прогресу стане запорукою комфортного життя і збереження довкілля.

3. Мета роботи. З'ясувати і порівняти значення нагрівання підстильної поверхні прибудинкової території типового підходу до розпланування ділянки зі значеннями альтернативної периметральної моделі забудови. Результати роботи визначають найсприятливіше містобудівне рішення з погляду теплокомфортності прибудинкових територій для І кліматичної зони України.

4. Матеріали і методи. За об'єкт досліджень взято типову композицію квартальної житлової забудови Г-подібної форми в плані в 24 поверхи, де підземний паркінг розміщено під всією поверхнею простору подвір'я, що унеможливило його якісне озеленення. Як об'єкт порівняння, нами запропоновано варіант житлового кварталу зі зниженою поверховістю (10–13 поверхів) та щільним периметральним розміщенням архітектурних об'ємів для створення більшої площі затінення поверхонь. Центральну частину внутрішнього простору двору запроектовано без підземного паркінгу, що дає змогу висадити дерева з великою кроною. Ділянки під забудову становлять 1 га і є ідентичними за площею для обох варіантів (рис. 1).

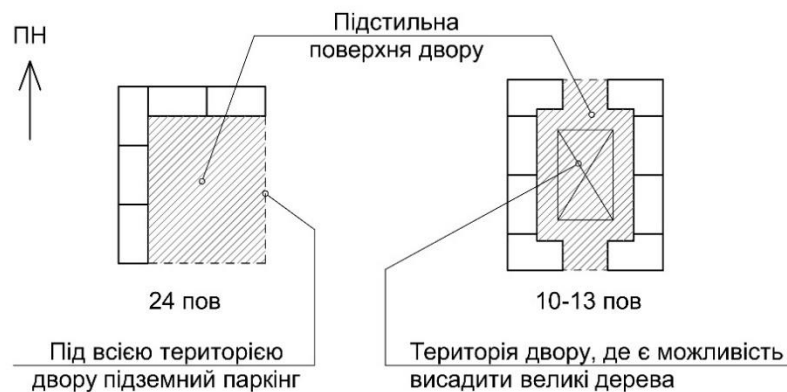


Рис. 1. Схеми забудови житлового кварталу, які розглянуто
Fig. 1. Residential neighborhood development schemes that were considered

Після розміщення на схемі генерального плану секційних житлових будинків для кожного із варіантів графічним методом було визначено площу підстильної поверхні подвір'я. Для ділянки з висотним будинком у 24 поверхи площа становить $5\,780\text{ м}^2$. Для периметральної забудови – $5\,140\text{ м}^2$.

Розрахунок кількості потрапляння прямої сонячної радіації на підстильну поверхню внутрішнього двору проведено за спрощеними цифровими моделями в спеціалізованій програмі Townscore [14] з урахуванням безхмарного неба. Умовні ділянки під житлові квартали розташовані в Київській області, що відповідає І кліматичній зоні України [15]. Розрахункові календарні дати – липень 2021 року. За моніторинговими даними Центральної геофізичної обсерваторії імені Бориса Срезневського, середня температура повітря на той період часу становила $24,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ [16].

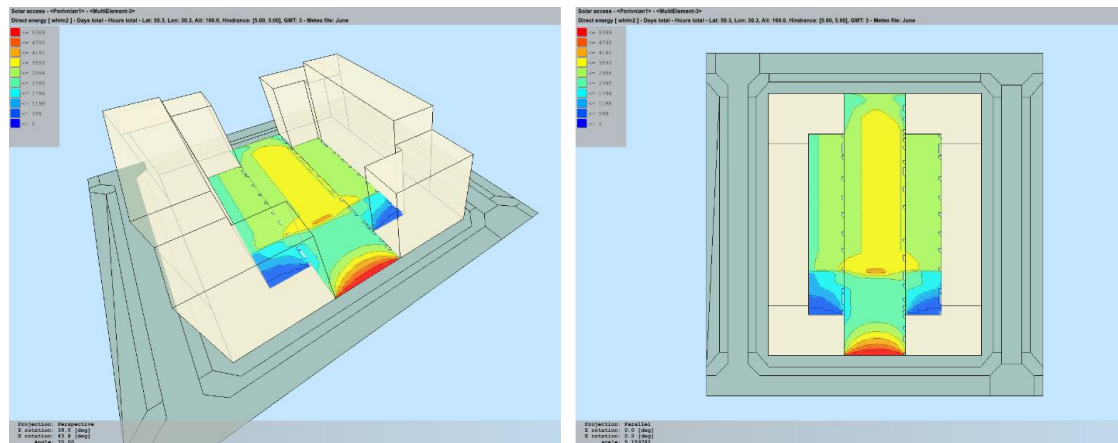


Рис. 2. Кількість потрапляння прямої сонячної радіації на підстильну поверхню подвір'я житлового кварталу периметральної забудови без озеленення

Fig. 2. The amount of direct solar radiation on the underlying surface of the courtyard of a residential block of perimeter buildings without landscaping

Для периметральної забудови кількість потрапляння прямої сонячної радіації було пораховано в двох варіантах. Перший – за відсутності дерев і кущів. Другий, де частина двору, під якою немає підземного паркінгу, засаджена деревами висотою 7 м і кроною 5 м. Приклад зображень з розрахунками програми Townscope подано на рис. 2.

Таблиця 1. Кількість потрапляння прямої сонячної радіації на підстильну поверхню подвір'я периметральної забудови упродовж світлового дня за відсутності озеленення

Table 1. The amount of direct solar radiation on the underlying surface of the courtyard of the perimeter building during daylight hours in the absence of landscaping

№	Колір зони	Пряма сонячна радіація на зони подвір'я упродовж світлового дня за розрахунком Townscope (Bm/m^2)	Площа поверхні подвір'я (m^2)	Bm	Середнє значення прямої сонячної радіації за день (Bm/m^2)
1	Red	5 389	40	215 560	
2	Orange	4 790	38	182 020	
3	Yellow	4 191	60	251 460	
4	Light Green	3 593	1 382	4 965 526	
5	Green	2 994	2 190	6 556 860	
6	Light Blue	2 395	925	2 215 375	
7	Blue	1 796	230	413 080	
8	Dark Blue	1 198	125	149 750	
9	Very Dark Blue	599	100	59 900	
10	Black	0	50	0	
Загалом			5 140	15 009 531	2 920,1

У межах цього дослідження було прийнято рішення встановити в програмі Townscope обмеження в 10 рівнів градації потрапляння теплового потоку на підстильну поверхню подвір'я. Спираючись на отримані результати, за формулою (1) було пораховано кількість Bm , які отримують фрагменти поверхні подвір'я упродовж світлового дня згідно з рівнем теплового навантаження.

$$I_i = E_i \times S_i, \quad (1)$$

де E_i – середня кількість прямої сонячної радіації упродовж світлового дня на фрагмент подвір'я; S_i – площа фрагменту подвір'я; i – номер фрагменту подвір'я, $i = 1, 2, 3, \dots, n$.

Середнє значення кількості енергії від прямої сонячної радіації $I_{\text{заг}}$ ($\text{Вт}/\text{м}^2$), що приходить протягом світлового дня на площу поверхні подвір'я, визначається за формулою (2):

$$I_{\text{заг}} = \frac{\sum I_i}{S_{\text{д}}}, \quad (2)$$

де $\sum I_i$ – Сумарна кількість потрапляння прямої сонячної радіації на підстильну поверхню подвір'я упродовж світлового дня; $S_{\text{д}}$ – Загальна площа підстильної поверхні подвір'я.

Отримані дані структуровано й занесено в таблиці. Приклад зведеної таблиці для варіанту периметральної забудови без озеленення подано в табл. 1.

У табл. 2 внесено результати сумарної кількості потрапляння прямої сонячної радіації для розглянутих авторами варіантів з метою порівняння даних.

Таблиця 2. Порівняння сумарної кількості потрапляння прямої сонячної радіації на підстильну поверхню подвір'я упродовж світлового дня за різних варіантів забудови

Table 2. Comparison of the total amount of direct solar radiation on the underlying surface of the courtyard during daylight hours for different building options

	Г-подібна забудова (24 пов.)	Периметральна забудова (10–13 пов.)	Периметральна забудова з озелененням подвір'я (10–13 пов.)
Середня кількість прямої сонячної радіації ($\text{Вт}/\text{м}^2$)	4 182,6	2 920,1	2 368,5
%	100	70	56

На наступному етапі дослідження було визначено усереднене значення температури нагрівання підстильної поверхні подвір'я упродовж світлового дня відповідно до формули А. М. Шкловера [17]. Слід зазначити, що низку чинників, які впливають на зростання теплового індексу, не було включено до розрахунку. В даному випадку вираз теплового балансу записується на таких умовах:

- не враховано розсіяну сонячну радіацію;
- відсутнє багаторазове віддзеркалення та поглинання між фасадами будівель і підстильною поверхнею подвір'я;
- обчислення проводяться для тонкого поверхневого шару, тому вважається, що тонкий шар має постійну температуру, що відповідає закінченню тимчасового інтервалу;
- вплив атмосфери не розглядається.

$$t_{\text{cal}} = t_{\text{out}} + \frac{R \times \alpha S, c}{\alpha_{\text{out}}}, \quad (3)$$

де t_{out} – температура зовнішнього повітря ($^{\circ}\text{C}$); R – пряма сонячна радіація, яка надходить на підстильну поверхню подвір'я за досліджуваний проміжок часу, $\text{Вт}/\text{м}^2$; $\alpha S, c$ – коефіцієнт поглинання сонячної радіації підстильною поверхнею подвір'я, який визначається згідно з п.11.3 ДСТУ 9190-2022 (табл. 10) [18]; α_{out} – коефіцієнт теплообміну поверхні, який обчислюється за емпіричною формулою [19, 20]:

$$\alpha_{\text{out}} = 1,16 \times (5 + 10 \times \sqrt{v}), \quad (4)$$

де v – швидкість вітру, $\text{м}/\text{с}$.

Середня швидкість вітру в липні для Київської області за даними Центральної геофізичної обсерваторії імені Бориса Срезневського становить 2,2 м/с [16]. Коефіцієнт теплообміну поверхні прийнято 0,45, що відповідає природному білому каменю згідно з табл. 10 в ДСТУ 9190:2022 [18].

Таблиця 3. Усереднене значення температури нагріву підстильної поверхні подвір'я для липня 2021 року

Table 3. The average value of the heating temperature of the underlying surface of the yard for July 2021

Г-подібна забудова (24 пов.)		Периметральна забудова (10–13 пов.)		Периметральна забудова з озелененням подвір'я (10–13 пов.)	
Середнє значення ПСР за день (Bm/m^2)	Температура поверхні ($^{\circ}C$)	Середнє значення ПСР за день (Bm/m^2)	Температура поверхні ($^{\circ}C$)	Середнє значення ПСР за день (Bm/m^2)	Температура поверхні ($^{\circ}C$)
279	30,07	195	28,42	158	27,70

Внаслідок отриманих результатів, які наведені в табл. 2 і табл. 3, можна побачити залежність зміни усередненого показника нагрівання підстильної поверхні подвір'я від вибраної схеми забудови на одній і тій самій ділянці. Слід зазначити зниження температурного режиму прибудинкової території при розміщенні дерев з великою кроною в центральній її частині. Ефективність застосування схеми периметральної забудови щодо типової схеми варіанту 1 підтверджують дані, отримані під час підрахунку нагрівання поверхні за цією ж методикою незалежно по кожній годині впродовж світлового дня (рис. 3).

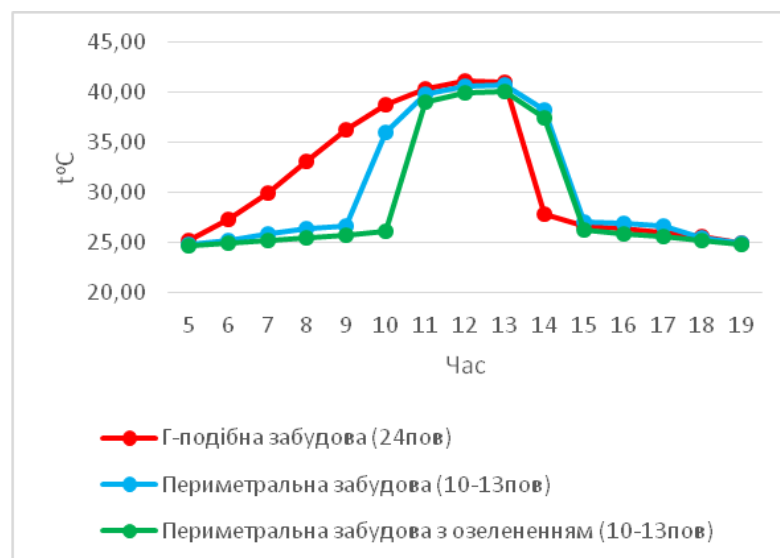


Рис 3. Температура підстильної поверхні погодинно упродовж світлового дня

Fig. 3. Temperature of the underlying surface hourly during daylight hours

З табл. 2 видно, що загальна кількість прямого сонячного випромінювання, яка приходить, упродовж світлового дня для варіанту периметральної схеми забудови за відсутності озеленення, на 30% менша, ніж у випадку з варіантом Г-подібної схеми у 24 поверхи. При висадці групи дерев у центр подвір'я периметральної забудови, загальна кількість прямої сонячної радіації, яка потрапляє на підстильну поверхню, зменшується ще на 14%.

Оскільки підстильна поверхня подвір'я більше схильна до припливу сонячної енергії, ніж фасади будівель, то, відповідно, вона більшою мірою бере участь у теплообміні і найбільше впливає на тепловий індекс прибудинкової території. Додаткове нагрівання темпера-

тури повітря прибудинкового простору відбувається під час теплообміну з кожною поверхнею фасадів будинків, які примикають до нього. Наявність на подвір'ї дерев з великою кроною крім функції затінення розсіює частину сонячної радіації, тим самим знижуючи ризик теплового стресу.

У цій статті розглянуто один із варіантів орієнтації композиції житлових кварталів щодо сторін світу. У наступних дослідженнях планується розрахувати кількість сонячної енергії, що приходить на підстильну поверхню подвір'я за умови зміни орієнтації кварталів. Це дасть можливість отримати найефективніше проектне рішення з погляду зниження температурного режиму прибудинкової території.

5. Висновки. Наразі міські агломерації України переживають приплив чисельності населення. Щоби забезпечити сталий розвиток міст і максимально продумати стратегії, пов'язані з розв'язанням проблем енергоспоживання й екологічної безпеки, слід переосмислити колишні методи ведення проектних робіт. Останнє особливо актуально під час освоєння нових земельних ділянок на межі міста, які вільні від наявної міської забудови. У зв'язку з відсутністю низки обмежень і можливості більш вільного підходу, під час розроблення генерального плану мікрорайонів проєктувальник має шанси закласти фундамент для створення більш якісного житлового середовища на основі методів зеленого будівництва.

Аналіз результатів, отриманих під час цього дослідження, доводять ефективність запропонованого авторами рішення. Самозатінення житлових структур і наявність на подвір'ї дерев із великою кроною істотно знижує кількість потрапляння сонячної енергії в піковий літній період, тим самим позитивно впливає на природне охолодження зовнішніх поверхонь кварталу. Це стосується не тільки території подвір'я, а й фасадів будівель, які теж приймають частину випромінювання і беруть участь у теплообміні.

Відсутність паркінгу під центральною частиною житлового кварталу та використання цього простору під посадку значної кількості зелених насаджень створить комфортний мікроклімат на рівні невеликих житлових утворень, знижуючи ризик виникнення теплового стресу населення.

Список використаних джерел:

1. Ali-Toudert F, Mayer H (2007) Effects of asymmetry, galleries, overhanging façades and vegetation on thermal comfort in urban street canyons. *Solar Energy*, 81:742–754. doi:[10.1016/j.solener.2006.10.007](https://doi.org/10.1016/j.solener.2006.10.007) (дата звернення: 03.08.2024).
2. Gulyás Á, Unger J, Matzarakis A (2006) Assessment of the microclimatic and human comfort conditions in a complex urban environment: modelling and measurements. *Building and Environment*, 41:1713–1722. doi:[10.1016/j.buildenv.2005.07.001](https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.07.001) (дата звернення: 03.08.2024).
3. Lindberg, F., Grimmond, C.S.B. The influence of vegetation and building morphology on shadow patterns and mean radiant temperatures in urban areas: model development and evaluation. *Theor Appl Climatol* 105, 311–323 (2011). <https://doi.org/10.1007/s00704-010-0382-8> (дата звернення: 03.08.2024).
4. Зміна клімату в Україні та світі: причини, наслідки та рішення для протидії // Екодія: веб-сайт. URL: <https://ecoaction.org.ua/zmina-klimatu-ua-ta-svit.html> (дата звернення: 06.08.2024).
5. Святогоров І. О. (2024). Посилення теплового стресу для населення урбанізованих територій на фоні глобальних кліматичних змін. *Екологічна безпека та природокористування*, 49(1), 49–59. <https://doi.org/10.32347/2411-4049.2024.1.49-59> (дата звернення: 08.08.2024).
6. Ecopolis: Architecture and Cities for a Changing Climate / Dr. Paul F Downton. Co-published by Springer Science+Business Media B.V., Dordrecht, The Netherlands and CSIRO PUBLISHING, Collingwood, Australia, 2009. DOI 10.1007/978-1-4020-8496-6 (дата звернення: 08.08.2024).
7. Zhang, Y., Du, X. & Shi, Y. Effects of street canyon design on pedestrian thermal comfort in the hot-humid area of China. *Int J Biometeorol* 61, 1421–1432 (2017). <https://doi.org/10.1007/s00484-017-1320-6> (дата звернення: 03.08.2024).
8. Othman, N.E., Zaki, S.A., Rijal, H.B. et al. Field study of pedestrians' comfort temperatures under outdoor and semi-outdoor conditions in Malaysian university campuses. *Int J Biometeorol* 65, 453–477 (2021). <https://doi.org/10.1007/s00484-020-02035-3> (дата звернення: 03.08.2024).

9. Kedissa, C., Outtas, S., & Belarbi, R. (2016). The impact of height/width ratio on the microclimate and thermal comfort levels of urban courtyards. *International Journal of Sustainable Building Technology and Urban Development*, 7(3–4), 174–183 <https://doi.org/10.1080/2093761X.2017.1302830> (дата звернення: 03.08.2024).
10. S Omar Elshiwihy, [H Nasarullah Chaudhry](#) (2019) Parametric Study on Determining Optimum Shading Techniques for Urban High-Rise Dwellings. *Urban Science* 3(3), 85. <https://doi.org/10.3390/urbansci3030085> (дата звернення: 03.08.2024).
11. Bourbia, F., & Fouzia, B. (2010). Impact of Street Design on Urban Microclimate for Semi Arid Climate (Constantine). *Renewable Energy*, 35, 343–347. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.07.017> (дата звернення: 09.08.2024).
12. Жовква О. І. Архітектурна екологія громадських будівель та споруд. Теорія та практика дизайну. Архітектура та будівництво. К.: НАУ, 2024. Вип. 1(31). С. 44–52. doi: <https://doi.org/10.32782/2415-8151.2024.31.5> (дата звернення: 09.08.2024).
13. Рибак О., Пацева. І. (2023) Екологічні основи аналізу впливу «зелених» дахів на міський клімат в урбоценозах. *Вісник Хмельницького національного університету*, Том 2, №5, 2023 (327). <https://www.doi.org/10.31891/2307-5732-2023-327-5-103-107> (дата звернення: 09.08.2024).
14. J. Teller. S. Azar (2001) Townscope II – A computer system to support solar access decision-making. *Solar Energy*, Volume 70, Issue 3, Pages 187–200. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(00\)00097-9](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(00)00097-9)
15. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Захист від небезпечних геологічних процесів, шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. Прийнятий Мінрегіонбудом України 16.12.2010. – [Чинний від 2011-11-01]. – К.: Мінрегіонбуд України, 2011. – II, 123 с.
16. Центральна геофізична обсерваторія імені Бориса Срезневського: веб-сайт. URL: <http://cgo-sreznevskiy.kyiv.ua/uk/diialnist/klimatolohichna/klimatychni-dani-po-kyievu> (дата звернення: 16.08.2024).
17. Shklover A.M., Vasiliev B.F., Ushkov F.V. Basics of building heat engineering of residential and public buildings [Osnovy stroitel'noj teploekhniki zhilyh i obshchestvennyh zdaniy]. M: State. ed. Literature on construction and architecture. 1956. 350 p. (rus)
18. ДСТУ 9190:2022. Енергетична ефективність будівель. Метод розрахунку енергоспоживання під час опалення, охолодження, вентиляції, освітлення та гарячого водопостачання. На заміну ДСТУ Б А.2.2-12:2015; чинний від 2023-03-01. Вид. офіц. Київ: ДП "УкрНДНЦ", 2022. 199 с.
19. Ратушняк Г. С. Будівельна теплофізика : навчальний посібник / Г. С. Ратушняк, Г. С. Попова. – Вінниця : ВНТУ, 2004. – 119 с.
20. Korkina, E.V.; Gorbarenko, E.V.; Voitovich, E.V.; Tyulenev, M.D.; Kozhukhova, N.I. Temperature Evaluation of a Building Facade with a Thin Plaster Layer under Various Degrees of Cloudiness. *Energies* 2023, 16, 5783. DOI:10.3390/en16155783

References:

1. Ali-Toudert F, Mayer H (2007) Effects of asymmetry, galleries, overhanging façades and vegetation on thermal comfort in urban street canyons. *Solar Energy*, 81:742–754. doi: [10.1016/j.solener.2006.10.007](https://doi.org/10.1016/j.solener.2006.10.007)
2. Gulyás Á, Unger J, Matzarakis A (2006) Assessment of the microclimatic and human comfort conditions in a complex urban environment: modelling and measurements. *Building and Environment*, 41:1713–1722. doi: [10.1016/j.buildenv.2005.07.001](https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.07.001)
3. Lindberg, F., Grimmond, C.S.B. The influence of vegetation and building morphology on shadow patterns and mean radiant temperatures in urban areas: model development and evaluation. *Theor Appl Climatol* 105, 311–323 (2011). <https://doi.org/10.1007/s00704-010-0382-8>
4. Climate change in Ukraine and the world: causes, consequences and solutions for counteraction // Ecodia: URL: <https://ecoaction.org.ua/zmina-klimatu-ua-ta-svit.html>
5. Sviatohorov I. (2024). Increased heat stress for the population of urbanized areas against the background of global climate change. *Environmental safety and natural resources*, 49(1), 49–59. <https://doi.org/10.32347/2411-4049.2024.1.49-59>
6. Ecopolis: Architecture and Cities for a Changing Climate / Dr. Paul F Downton. Co-published by Springer Science+Business Media B.V., Dordrecht, The Netherlands and CSIRO PUBLISHING, Collingwood, Australia, 2009. DOI 10.1007/978-1-4020-8496-6
7. Zhang, Y., Du, X. & Shi, Y. Effects of street canyon design on pedestrian thermal comfort in the hot-humid area of China. *Int J Biometeorol* 61, 1421–1432 (2017). <https://doi.org/10.1007/s00484-017-1320-6>

8. Othman, N.E., Zaki, S.A., Rijal, H.B. *et al.* Field study of pedestrians' comfort temperatures under outdoor and semi-outdoor conditions in Malaysian university campuses. *Int J Biometeorol* 65, 453–477 (2021). <https://doi.org/10.1007/s00484-020-02035-3>
9. Kedissa, C., Outtas, S., & Belarbi, R. (2016). The impact of height/width ratio on the microclimate and thermal comfort levels of urban courtyards. *International Journal of Sustainable Building Technology and Urban Development*, 7(3–4), 174–183 <https://doi.org/10.1080/2093761X.2017.1302830>
10. S Omar Elshiwihy, [H Nasarullah Chaudhry](#) (2019) Parametric Study on Determining Optimum Shading Techniques for Urban High-Rise Dwellings. *Urban Science* 3(3), 85. <https://doi.org/10.3390/urbansci3030085>
11. Bourbia, F., & Fouzia, B. (2010). Impact of Street Design on Urban Microclimate for Semi Arid Climate (Constantine). *Renewable Energy*, 35, 343–347. <https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.07.017>
12. Zhovkva O. (2024). Architectural ecology of civil buildings and structures. *Theory and practice of design. Architecture and construction*. 1(31). P. 44–52, doi: <https://doi.org/10.32782/2415-8151.2024.31.5>
13. Rybak O., Patseva I. Ecological basics of analysis of the influence of "green" roofs on urban climate in urbocenoses. *Herald of Khmelnytskyi national university*, Part 2, Issue 5, 2023 (327) <https://www.doi.org/10.31891/2307-5732-2023-327-5-103-107>
14. J. Teller. S. Azar (2001) Townscope II – A computer system to support solar access decision-making. *Solar Energy*, [Volume 70, Issue 3](#), Pages 187–200. [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(00\)00097-9](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(00)00097-9)
15. DSTU-N B V.1.1–27: 2010. Zakhyst vid nebezpechnykh heolohichnykh protsesiv, shkidlyvykh ekspluatatsiynykh vplyviv, vid pozhezhi. Budivelna klimatolohiia [Protection from dangerous geological processes, harmful operational influences, fire. Construction Climatology.]. Kyiv: Minrehion Ukrainy [in Ukrainian].
16. Boris Sresnevsky Central geophysical observatory. URL: <http://cgo-sresnevskiy.kyiv.ua/uk/diialnist/klimatolohichna/klimatychni-dani-po-kyievu>
17. Shklover A.M., Vasiliev B.F., Ushkov F.V. Basics of building heat engineering of residential and public buildings [Osnovy stroitel'noj teplotekhniki zhilyh i obshchestvennyh zdaniy]. M: State. ed. Literature on construction and architecture. 1956. 350 p. (rus)
18. DSTU 9190:2022. Enerhetychna efektyvnist budivel. Metod rozrakhunku enerhospozhyvannia pid chas opalennia, okholodzhennia, ventyliatsii, osvittlennia ta hariachoho vodopostachannia [Energy Efficiency of Buildings. Calculation Method of Energy Consumption for Heating, Cooling, Ventilation, Lighting, and Hot Water Supply]. Kyiv: State Enterprise "UkrNDNC". 199 p. [in Ukrainian].
19. Ratushniak G.S. Building thermal physics: study guide / G.S. Ratushniak, G.S. Popova - Vinnytsia: VNTU, 2004. 119 p.
20. Korkina, E.V.; Gorbarenko, E.V.; Voitovich, E.V.; Tyulenev, M.D.; Kozhukhova, N.I. Temperature Evaluation of a Building Facade with a Thin Plaster Layer under Various Degrees of Cloudiness. *Energies* 2023, 16, 5783. DOI:10.3390/en16155783

УДК 628.3:712.3

DOI: <https://doi.org/10.32347/tb.2025-42.0520>**¹Марина Кравченко,**

кандидат технічних наук, доцент кафедри Технологій захисту навколишнього середовища та охорони праці, <https://orcid.org/0000-0003-0428-6440>, e-mail: marina-diek@ukr.net

¹Тетяна Ткаченко,

доктор технічних наук, завідувачка кафедри Технологій захисту навколишнього середовища та охорони праці, <https://orcid.org/0000-0003-2105-5951>, e-mail: tkachenkoknuba@gmail.com

¹Андрій Щербак,

аспірант кафедри Технологій захисту навколишнього середовища та охорони праці, <https://orcid.org/0009-0000-4594-6412>, e-mail: andron.vr@gmail.com

¹Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури, просп. Повітрофлотський 31, м. Київ, 03037, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РОСЛИН НА ФУНКЦІОНАЛЬНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ ДОЩОВИХ САДІВ: АНАЛІЗ РЕКОМЕНДАЦІЙ ТА НАУКОВИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

АНОТАЦІЯ. *Дощові сади є поширеною практикою управління зливовими водами, включаючи їх якість, у міських районах багатьох країн світу. Рослини відіграють важливу роль у системах дощових садів, а рекомендації з їх проектування, поширені у всьому світі, містять розширені вказівки та поради щодо ролі вибору рослин для підвищення ефективності та стійкості системи.*

На основі дослідження рекомендацій щодо проектування дощових садів було визначено чотири основні гіпотези, що стосуються ролі рослин: 1) системи з рослинністю є більш ефективними, ніж без них; 2) види рослин відрізняються своєю ефективністю; 3) місцеві види є ефективнішими, ніж інтродуковані; 4) конструкції дощових садів з різноманітним видовим складом є ефективнішими, ніж з монокультурами.

У дослідженні було розглянуто ефективність систем дощових садів з точки зору гідравлічних і гідрологічних властивостей, а також з точки зору видалення забруднюючих речовин. У роботі проаналізовано відповідність визначених гіпотез результатам наукових досліджень, що надає значне наукове підґрунтя для розробки відповідних нормативних документів, стандартів та рекомендацій в Україні, які на сьогоднішній день відсутні. Вид рослинності безпосередньо впливає на гідравлічну продуктивність і процес видалення азоту, причому характеристики коріння є важливим фактором, який впливає на ці процеси. Обґрунтовано, що кореневі системи рослин сприяють підтримці гідравлічної провідності та зменшенню рівня забруднення. Наукових результатів, які б підтвердили гіпотезу, що місцеві рослини або дощові сади з високою видовою різноманітністю мають вищу продуктивність порівняно з системами з меншою кількістю видів або з інтродукованими видами знайдено не було.

Залишаються мало дослідженими питання щодо взаємодії рослин і мікробоценозу у системі дощового саду, ролі макропор у міграції забруднюючих речовин або диференційованого впливу вибору рослин на продуктивність системи.

Ключові слова: дощовий сад, зелена інфраструктура, рослинність, зливі води, якість дощової води, функціональні ознаки, ризосфера, різноманітність рослин

STUDYING THE IMPACT OF PLANTS ON THE FUNCTIONAL EFFICIENCY OF RAIN GARDENS: ANALYSIS OF RECOMMENDATIONS AND SCIENTIFIC RESULTS

ABSTRACT. *Rain gardens are a common practice for managing stormwater, including its quality, in urban areas of many countries around the world. Plants play an important role in rain garden systems, and design guidelines distributed around the world provide extensive guidance and advice on the role of plant selection in improving system efficiency and sustainability.*

Based on a study of rain garden design guidelines, four main hypotheses regarding the role of plants were identified: 1) systems with vegetation are more efficient than those without; 2) plant species differ in their efficiency; 3) native species are more efficient than introduced species; and 4) rain garden designs with diverse species composition are more efficient than those with monocultures.

The study examined the effectiveness of rain garden systems in terms of hydraulic and hydrological properties, as well as in terms of pollutant removal. The paper analyses the correspondence of the defined hypotheses to the results of scientific research, which provides a significant scientific basis for the development of relevant regulations, standards and recommendations in Ukraine, which are currently absent. The type of vegetation directly affects the hydraulic performance and the process of nitrogen removal, and the characteristics of the roots are an important factor affecting these processes. It is proved that plant root systems contribute to the maintenance of hydraulic conductivity and reduce pollution. No scientific results have been found to support the hypothesis that native plants or rain gardens with high species diversity have higher productivity than systems with fewer species or introduced species.

There is little research on the interaction between plants and microbial communities in a rain garden system, the role of macropores in pollutant migration, or the differential impact of plant selection on system performance.

Keywords: rain garden, green infrastructure, vegetation, stormwater, rainwater quality, functional traits, rhizosphere, plant diversity

1. Постановка проблеми. Швидкі темпи урбанізації призвели до значного збільшення площі водонепроникного покриття ландшафту, що становить великий відсоток міської поверхні. Водонепроникні поверхні обмежують просочування опадів у ґрунт, що призводить до збільшення стоку як з точки зору його швидкості, так і об'єму [1]. Дощова вода у міському середовищі переважно спрямовується у каналізаційну систему, що створює серйозні проблеми під час інтенсивних опадів, таких як місцеві повені, затоплення річок тощо, а також погіршує якість та доступність води [2]. Міський стік є значним джерелом забруднення води, що викликає погіршення якості водних ресурсів та загрозу для екосистем [3]. У той же час зміни клімату призводять до зміни характеру, частоти та інтенсивності опадів, загострюючи цю проблему [4]. Для ефективного управління зливовими стоками у міських районах були запропоновані деякі екологічно стійкі підходи до міського розвитку як альтернатива традиційним методам [5–10]. Для опису технологій управління зливовими водами, таких як конструкції дощових садів, «зелені» дахи, інфільтраційні траншеї, водопроникні тротуари також був введений термін «зелена» інфраструктура [11]. Практики «зеленої» інфраструктури можна легко інтегрувати в будівлі, ландшафтний дизайн, застосовуючи децентралізований підхід для розсіювання потоків і управління стоком біля джерела його витoku [12].

Дощові сади – це вид «зелених» конструкцій, які імітують гідрологічну функцію природного ландшафту, забезпечуючи як контроль за повенями, так і переваги для якості води [13]. Окрім здатності зменшувати піковий стік, що формується непроникними поверхнями, та покращувати якість води, вони мають такі переваги: займають невеликий простір в порівнянні з їхньою водозбірною площею; створюють середовище для підтримки та захисту біорізноманіття; легко інтегруються в місцевий міський дизайн; надають вищий рівень зручності, ніж звичайна бетонна дренажна система; слугують інструментом для відновлення зв'язку екосистем з природним кругообігом води; мають позитивний вплив на місцевий мікроклімат, сприяючи випаровуванню та охолодженню навколишнього повітря [14]. Основними компонентами конструкцій дощових садів є рослинність, висаджена у ґрунтове середовище (субстрат), інфільтраційний шар, гравійний шар та дренажна система (рис. 1) [15].

Як і в більшості сфер практик та методів, фахівці, які беруть участь у їх реалізації, значною мірою покладаються на місцеві, регіональні чи національні настанови щодо проєктування, будівництва та обслуговування систем дощових садів. За останні роки у різних країнах світу було розроблено багато посібників, деякі з яких навіть стали стандартами [16]. Такі рекомендації можуть значно вплинути на дизайн та ефективність дощових садів у керуванні зливовими стоками по всьому світу. Ці рекомендації містять різноманітні гіпотези та твердження щодо ефективності систем, зокрема, впливу рослинності.

На сьогоднішній день в Україні відсутні рекомендації та нормативні документи щодо проєктування, впровадження та обслуговування конструкцій дощових садів, що призводить до грубого порушення технологій, техніки безпеки та зниження термінів експлуатації об'єктів. Перші конструкції дощових садів в Україні з'явилися у м. Львові, створені активістами громадської організації «Плато» (рис. 2, а), на Подолі у м. Києві (рис. 2, б) та в ЖК Файна

Таун у м. Києві (рис. 2, в). До кінця 2024 року в місті Києві планується впровадження ще 10 конструкцій дощових садів з метою зниження навантаження на основну систему каналізації [17].

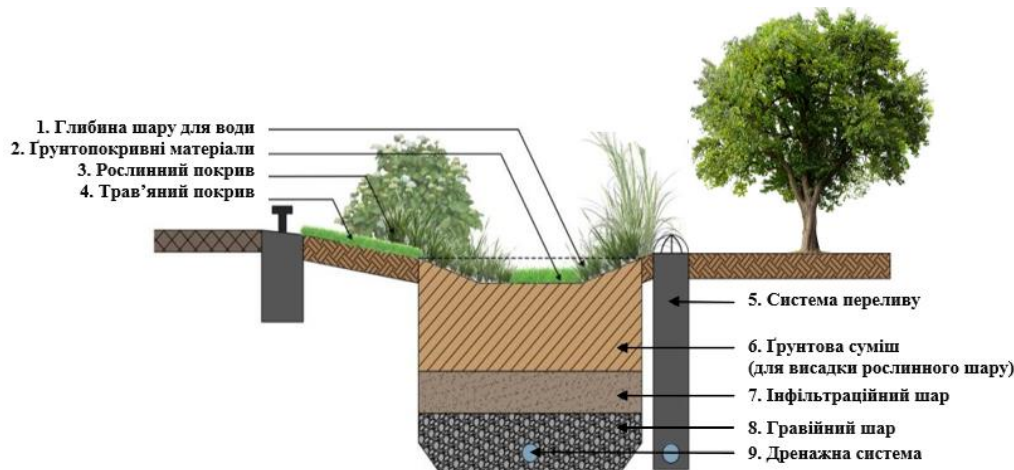


Рис. 1. Основні елементи конструкції дощового саду – поперечний переріз (авторська розробка)
Fig. 1. The main elements of the rain garden construction - cross section (author's design)

Для розробки рекомендацій з проєктування та впровадження дощових садів в Україні необхідно проаналізувати та дослідити рекомендації, розроблені в різних країнах світу, та їхню відповідність науковим висновкам. Як показали дослідження у подібних технологіях, наприклад, у водно-болотних угіддях, наявність рослинності є ключовим елементом для забезпечення функціональності та естетики дощових садів, тому правильний вибір видів має вирішальне значення [18]. В представленій роботі ми зосереджуємося лише на рослинності (ігноруючи, наприклад, специфікації ґрунтового середовища чи схеми дренажу), оскільки ця тема, незважаючи на її складність і важливість, залишається мало дослідженою у контексті систем дощових садів [19].



Рис. 2. Приклади перших конструкцій дощових садів в Україні:
а) м. Львів; б) Поділ (м. Київ); в) ЖК Файна Таун (м. Київ)
Fig. 2. Examples of the first rain gardens in Ukraine:
a) Lviv; b) Podil (Kyiv); c) Faina Town (Kyiv)

2. Мета цієї роботи полягає в перевірці того, наскільки гіпотези та припущення щодо ролі та вибору рослинності, наведені в багатьох визнаних рекомендаціях щодо дощових садів, підтримуються науковою літературою. Це надасть значне наукове підґрунтя для розробки відповідних нормативних документів, стандартів та рекомендацій в Україні, а також, принаймні, дозволить запропонувати список відповідних видів рослин.

Для досягнення поставленої мети ми будемо орієнтуватись на дослідження, що стосуються чотирьох загальних гіпотез:

1. Системи дощових садів з рослинами є більш ефективними, ніж без них.

2. Види рослин відрізняються за своєю ефективністю.
3. Місцеві види ефективніші, ніж інтродуковані.
4. Конструкції дощових садів з різноманітним видовим складом ефективніші, ніж з монокультурами.

У нашому дослідженні ми розглядаємо ефективність систем дощових садів з точки зору гідравлічних і гідрологічних властивостей, а також з точки зору видалення забруднюючих речовин. Оцінюючи, наскільки наявні рекомендації, включені в посібники та стандарти, відображають стан поточного наукового розуміння, ми також визначаємо прогалини в знаннях і потреби для майбутніх досліджень.

3. Основна частина. Рослини, які складають верхній шар конструкцій дощових садів, виконують різні екологічні і естетичні функції. Вони можуть покращувати якість стоку шляхом видалення поживних речовин, металів, завислих твердих речовин і органіки, а також впливати на гідрологічні показники, запобігаючи засміченню субстрату, мінімізуючи об'єм зливної води через випаровування, зменшуючи ерозію та впливаючи на шляхи потоку. Крім того, рослини дозволяють системам дощових садів досягати інших переваг, таких як озеленення міст (естетика), створення середовища проживання для комах та інших видів і покращення якості повітря [20]. Важливість рослинності в дощових садах визнана у світових рекомендаціях з проектування таких систем, причому більшість з них пропонують конкретні критерії відбору відповідної рослинності [21]. Основною вимогою до рослинності для систем дощових садів є їх здатність до пристосування та розвитку в суворих погодних умовах, їх естетична привабливість та доступність для використання в певному регіоні.

Таблиця 1. Якісний аналіз впливу рослин на ефективність функціонування дощових садів, виходячи з результатів наукових досліджень

Table 1. Qualitative analysis of the impact of plants on the efficiency of rain gardens based on the results of scientific research

Функціональна роль конструкції дощового саду	Можливі механізми впливу рослин	Емпіричні дані експериментальних досліджень	Якісна роль рослин з точки зору продуктивності системи
Гідрологічна ефективність	Транспірація	Невеликий розмір дощового саду, мала площа листя відносно водозбірної площі. Відсутність результатів досліджень щодо транспірації (тільки евапотранспірації).	+
	Проникність/пористість: фізіологічний розвиток рослин та деградація коренів утворюють пори, які сприяють підтримці необхідного ступеню пористості ґрунту	Розвиток макропор кореневою системою рослин. Необхідні додаткові дослідження для підтвердження гіпотези того, що рослинність сприяє підтримці інфільтрації води у дощових садах	++
Фільтрація зливної води	Надземні частини рослин сприяють зменшенню швидкості стоку і сприяють осіданню зважених речовин	Відсутність даних щодо впливу рослин згідно з емпіричними дослідженнями	0

Видалення азоту	Видалення шляхом поглинання рослинами. Ризосфера сприяє процесам нітрифікації та денітрифікації, формуючи зони насичення ґрунту	Відсутність рослинності може фактично сприяти експорту азоту, здебільшого у формі нітратів, який видаляється через біотичну асиміляцію	+++
Видалення фосфору	Видалення шляхом поглинання рослинами	Для добре сформованих рослинних угруповань у ненасиченому ґрунті може спостерігатися позитивний ефект від ризосфери. Поглинання металів рослинами низьке (наприклад, 0,5%–14% від загальної кількості металів). Зміна властивостей ґрунту рослинами, таких як зниження рівня рН і підвищення розчинності органічних сполук, може збільшити кількість металів у стічних водах	+
Видалення металів	Видалення шляхом поглинання рослинами		+ –
Органічні забруднювачі (нафтові вуглеводні)	Видалення шляхом поглинання рослинами. Ризосфера підтримує умови, які сприяють бактеріальному розкладанню вуглеводнів	Відсутність ефекту або опосередкований вплив може бути зумовлений підвищенням мікробної активності в ризосфері	?

Примітка. Роль рослин: відсутня (0), незначна (+), суттєва (++), вирішальна (+++), від незначної до негативної (+ –), потрібні додаткові дослідження (?).

Гіпотеза 1. З точки зору функціонального призначення дощових садів, питання позитивного впливу рослин на ефективність гідрологічних процесів чи видалення забруднюючих речовин не є тривіальним. Навіть без рослин дощові сади будуть виконувати свої функції (принаймні частково) шляхом проходження води через ґрунтові середовища. Фізичні та хімічні процеси, такі як фільтрація, адсорбція та осадження, сприятимуть видаленню забруднюючих речовин. Мікробоценоз ґрунтового середовища сприятиме таким процесам, як нітрифікація, окислення, бродіння тощо. Пористість середовища забезпечуватиме інфільтрацію, тимчасове зберігання, а потім ексфільтрацію через ґрунт, що дозволить зменшити швидкість пікових зливових стоків [22].

Деякі рекомендації підкреслюють роль рослинності у досягненні окремих гідравлічних, гідрологічних та фільтрувальних цілей. Наприклад, рекомендації Австралії [23] зазначають, що «рослинність поглинає поживні речовини, сприяє розвитку мікробіологічних спільнот (важливе для очищення зливових вод), підтримує та посилює пористість ґрунту». Посібники можуть надавати теоретичне пояснення ролі рослинності або вказувати на основні її ознаки (структуру кореня, швидкість росту, розмір рослини, стійкість до умов), які пов'язані з різними функціями дощових садів.

Основним підходом до оцінювання впливу рослин на різні функції систем дощових садів є порівняння систем з рослинністю та без неї. Однак дуже мало експериментальних досліджень було проведено з конструкціями дощових садів без рослинності. Результати якісного аналізу впливу рослин на ефективність функціонування дощових садів на основі наукових досліджень наведені в таблиці 1.

Дослідження впливу рослинності на *гідрологічну ефективність* та водний баланс дощових садів відносно обмежені, що пояснюється складністю вимірювання евапотранспірації в системах, які вимагають спеціалізованих камер у польових умовах [24] або лізіметрів у

лабораторних умовах [25]. Крім того, невеликий розмір систем дощових садів, в порівнянні з площею водозбору, призводить до того, що площа листя дуже мала по відношенню до об'єму стоку [26]. Рослини впливають на динаміку системи «грунт-вода» різними способами. Дослідження авторів [27] та [28] показали збільшення рівня інфільтрації в середовищі дощового саду за рахунок покращеної проникності та пористості ґрунту внаслідок адаптації рослинності. Дощова вода може тимчасово затримуватися в рослинних тканинах [29], але основний внесок в утримання відбувається через випаровування (ЕТ) [30]. Декілька досліджень підтверджують вплив рослинності на процес інфільтрації зливової води з часом у системах дощових садів. Наприклад, дослідники [31] виявили, що в дощових садах з рослинністю процес інфільтрації відбувається інтенсивніше, ніж в системах без рослинності. В рамках роботи [32] було проведено подібне дослідження з рослинними колонами в лабораторних умовах. Загалом, емпіричні дані підтверджують гіпотезу про те, що рослинність збільшує або підтримує інфільтрацію в конструкціях дощових садів, хоча це область, яка потребує подальших досліджень, особливо, що стосуються видів рослин.

Рослини покращують якість зливового стоку за допомогою таких механізмів, як фітодеградація, фітоекстракція та ризосферні взаємодії [16]. Фітодеградація, також відома як фітотрансформація, сприяє розщепленню складних органічних хімічних речовин, наприклад, поліциклічних ароматичних вуглеводнів (ПАВ), за допомогою метаболічних процесів у рослинах, що призводить до виробництва специфічних ферментів. Цей процес зменшує токсичність забруднень і перетворює їх на простіші сполуки, які підтримують ріст рослин [33]. Фітоекстракція полягає в прямому поглинанні забруднювачів з ґрунту та їх транспортуванні в тканинах рослин. Фітовипаровування передбачає активне надходження забруднювачів, наприклад, летких органічних сполук, токсичних неорганічних елементів, таких як селен (Se) та ртуть (Hg), та виділення продуктів їх розпаду в повітря через листя.

Кілька досліджень підтвердили, що системи дощових садів є ефективними для видалення металів з забрудненої дощової води [34,35]. Однак важливо зауважити, що видалення металів конструкціями дощових садів відбувається переважно за рахунок сорбційного потенціалу ґрунтового субстрату. Таким чином, рослини відіграють другорядну роль, а їхній вплив на видалення металів відбувається через механізми фіторемедіації [36], адсорбції/елюювання та утворення комплексів з органічними складовими [37]. Деякі види рослин демонструють гіперакумулятивні властивості, що вказує на високий потенціал до сорбції та накопичення специфічних металів у своїх пагонах і листі. Дослідження впливу рослин на рекультивацію металів включає порівняння ефективності конструкцій дощових садів з рослинністю та без неї, проте результати відрізняються. Наприклад, для очищення зливової води від таких металів, як Fe, Cu, Cd, Ca, Al, Pb, Cr, K, Na, Ni, Zn і Mg автори [38] порівняли ефективність рослинної (*Dracaena marginata*) конструкції дощового саду з системою без рослинності. Результати експерименту підтвердили, що рослинність сприяла підвищенню загальної ефективності видалення металів конструкцією, оскільки ступінь рекультивації був понад 99,8% для всіх досліджених металів після. Для оцінки ефективності різних установок щодо видалення конкретних забруднювачів потрібні детальні експериментальні дослідження, які включають контрольовані лабораторні та польові експерименти. Загалом, використання у системах дощових садів рослин з високою гіперакумуляційною можливістю сприятиме високому ступеню видалення не лише металів, а й інших забруднюючих речовин.

Більшість видів рослин видаляють поживні речовини зі зливової води ефективніше, ніж метали. Декілька досліджень підтвердили, що системи дощових садів демонструють високу ефективність у видаленні азоту (N), особливо тоді, коли рослини сприяють цьому процесу [39,40]. Механізми видалення поживних речовин рослинами в системах дощових садів включають пряме поглинання або адсорбцію, а також непряме поглинання, що відбувається через зміну фізико-хімічних властивостей ґрунту та активності ґрунтових мікроорганізмів, наприклад, шляхом оксигенації ризосфери [41]. Рослини у системах дощових садів асимілюють азот (переважно у формі NO_3^- і NH_4^+) з зливових стоків, оскільки азот є необхідним для їхнього вегетативного росту [20].

Під час контрольованих експериментів з 20 різними видами рослин, що використовують в австралійських системах дощових садів, автори [42] виявили значні відмінності в концентраціях азотних сполук у очищених зливових водах. Наприклад, концентрація нітратів та нітритів відрізнялася в 170 разів, а концентрація амонію – в 570 разів. У наступних дослідженнях [43] автори також показали, що концентрації амонію та нітратів у напівсинтетичних зливових водах, зібраних із дощового саду, були обернено пропорційні загальній масі рослин, довжині коренів рослин, відносній швидкості росту та глибині укорінення.

Враховуючи, що *фосфор (P)* є життєво важливим елементом для росту рослин, можна припустити, що рослини відіграють значну роль у загальному зниженні його концентрації в зливових водах. Лю і Девіс [44], базуючись на агрономічних дослідженнях, припустили, що механізми утримання P включають комбінацію оборотної швидкої адсорбції на поверхні частинок ґрунту та повільних процесів, залежних від часу. Лукас і Грінвей [31] порівняли кілька конструкцій дощових садів без рослинності та з рослинністю з точки зору їх ефективності для видалення N та P із зливної води. Результати показали, що ступінь видалення P і N рослинними системами становив 90 і 80%, порівняно з лише 75 і 43% нерослинними системами, відповідно.

Рослинність також відіграє важливу роль у рекультивації нафтових вуглеводнів через конструкції дощових садів. Хоча ґрунтові середовища дощових садів переважно видаляють вуглеводні з дощової води шляхом адсорбції та фільтрації, рослинність безпосередньо впливає на долю вуглеводнів, зокрема низькомолекулярних ПАВ [20]. Очищення зливної води від вуглеводнів через рослини передбачає їх пряме поглинання та непряму діяльність, залучаючи ризосферні мікробні спільноти. Ризосфера має унікальні біотичні та абіотичні характеристики, які впливають на долю органічних забруднювачів у ґрунті [45]. Загалом, основні механізми видалення органічних забруднювачів в системах дощових садів базуються на процесах із залученням мікробних спільнот (нітрифікація/денітрифікація, деградація органічних забруднювачів тощо), а не на прямому поглинанні рослинами [41].

Незважаючи на обмежену кількість досліджень, присвячених видаленню вуглеводнів системами дощових садів, більшість із них доходять висновку, що саме вид рослинності визначає долю вуглеводнів у системі. Прітчард та інші [46] виявили, що конструкція дощового саду з рослинністю сприяє видаленню 97,1% бензотриазолу з дощової води. Авторі спостерігали високі концентрації глікозильованого бензотриазолу та бензотриазолу в тканині та листі виду *Carex praegracilis*. Хоча сорбція субстрату виявилася основним механізмом видалення бензотриазолу, наявність рослин має кілька переваг. Крім підвищення гідравлічної провідності в системі, *C. Praegracilis* значно знизив концентрацію бензотриазолу в середовищі протягом досліджуваних періодів, забезпечуючи процес фіторе mediaції навіть після дощових подій. Таким чином, через десорбцію та деградацію бензотриазолу, адсорбційний потенціал середовища було відновлено, що приводить до збільшення терміну служби систем дощових садів. В результаті лабораторних експериментів авторами [47] було встановлено ступінь видалення нафталіну 78% у колонах без рослинності, яка зросла до 93% у колонах з рослинами. Хоча сорбція нафталіну ґрунтовим середовищем була основним процесом видалення (56–73%), автори вказали, що поглинання рослинами (2–23%) та мінералізація (12–18%) ще більше підвищили ефективність цих процесів в колонах з рослинністю.

Отже, існує багато переконливих доказів того, що рослинність справді відіграє важливу роль у підтримці функціональної ефективності систем дощових садів. Рослини ефективно видаляють азот, фосфор зі зливної води, а також підвищують рівень інфільтрації в системі. Щодо видалення металів, рослини певних видів можуть сприяти цьому процесу шляхом поглинання, проте не відіграють істотної ролі. Для деяких функцій дощових садів позитивна роль рослин ще потребує уточнень. Наприклад, потенціал утворення макропор, створених рослинами, не був належним чином вивчений у контексті дощових садів. Вплив рослин на видалення органічних забруднювачів у дощових садах все ще залишається предметом дискусій. Важливо зауважити, що більшість досліджень, присвячених впливу рослинності на

функціональність дощових садів, проведені в лабораторному масштабі, тому необхідні повномасштабні експерименти в польових умовах.

Гіпотеза 2. Рослини відрізняються за кореневою структурою, водним режимом, толерантністю до забруднення та здатністю до очищення, що залежить від їх виду або функціональної групи. Трав'янисті рослини, наприклад, ефективно фільтрують тверді частинки у стоках, утримуючи їх своїм густим листям [48]. Деревя можуть відтіснити велику кількість води за допомогою транспірації та поліпшувати здатність ґрунту утримувати вологу, особливо у поєднанні з трав'янистими видами рослинності [49]. Трав'янисті рослини мають різну кореневу систему, яка сприяє максимальній інфільтрації та поліпшенню фільтрації забруднюючих речовин у ґрунті [50]. Коренева система рослин впливає на ґрунтове середовище, забезпечуючи його стабілізацію, формування агрегатів та утворення макропор, які сприяють інфільтрації [51].

Більшість посібників та рекомендацій не пов'язують вибір рослин для систем дощових садів із конкретними ознаками, але деякі посібники наполягають на цьому. Наприклад, найновіша версія «Рекомендацій щодо технічного проектування дощових садів» в Австралії [52] вказує на конкретні характеристики рослинності (структура кореня, швидкість росту, розмір рослини, стійкість до умов), які пов'язані із загальною ефективністю або більш специфічними функціями дощових садів. Наприклад, зазначається, що рослини з мичкуватою та глибокою кореневою системою є більш ефективними та забезпечують видалення забруднюючих речовин на різній глибині. Інші «Рекомендації щодо вибору рослинності для дощових садів» [53] вказують на використання таких видів, як осока та рогаза, оскільки вони сприяють поглинанню поживних речовин. Крім того, їх надземні частини можуть підвищити видалення твердих частинок при щільній висадці.

В наукових дослідженнях вплив видів рослин на гідрологічну проникність зливових потоків у системах дощових садів досліджено досить детально. Кореневі системи рослин сприяють підтримці гідравлічної провідності та зменшенню рівня забруднення [54]. Для цієї функції найбільш підходять види рослин з великою щільністю кореневої маси та діаметром коренів, зокрема деревні породи [55]. Різні види рослин також різняться за своїм впливом на процес видалення поживних речовин. Наприклад, дослідники [42] встановили, що концентрація азоту у зливових водах може змінюватися до трьох разів, що корелює з великими відмінностями між видами рослин. У подальших дослідженнях [43] було показано, що морфологічні ознаки рослин, такі як довжина і глибина коренів, маса коренів і швидкість росту, мають значний вплив на ефективність видалення азоту. Проте у роботі [32], де було досліджено 22 різних види рослин, класифікованих за типом (газонні трави, трави, осока, чагарники), виявлено, що відмінності між ними відносно невеликі. Частково це може бути пов'язано з мінливістю в кожній групі або з вибором ґрунтового середовища з низьким вмістом азоту. У порівнянні ефективності дощових садів з рослинністю та без неї, Кім та інші [56] виявили суттєву різницю у видаленні кишкової палички в залежності від виду рослин.

Єдиною опублікованою інформацією про різницю між рослинами щодо деградації нафтопродуктів системами дощових садів є польове дослідження 58 дощових садів і 4 гірських ділянок як контроль. У цьому дослідженні LeFevre [47] показали, що копії мікробних функціональних генів, що кодують ферменти, які використовуються для розкладання нафтових вуглеводнів, були більш поширені в дощових садах, засаджених рослинами з глибоким корінням, ніж у тих, що містять дернову траву або мульчу. Важливо зазначити, що продуктивність одного виду рослин може варіюватися від позитивної до негативної, залежно від досліджуваної функції. Наприклад, як було показано в дослідженні [57], вид *Carex apressa* ефективно видаляє зі зливної води азот, проте майже не видаляє кишкову паличку, порівняно з іншими видами. Оцінка впливу морфологічних ознак та видів рослин на функціональну ефективність дощових садів наведена в таблиці 2.

Таблиця 2. Оцінка впливу морфологічних ознак та видів рослин на функціональну ефективність дощових садів на основі наукових досліджень

Table 2. Evaluation of the influence of morphological characteristics and plant species on the functional efficiency of rain gardens based on scientific research

Функціональна роль конструкції дощового саду	Морфологічні ознаки рослин	Пояснення
Гідрологічна ефективність	Товсте коріння	Вище значення гідравлічної провідності спостерігається у дощових садах, засадженими деревами, на відміну від кущів, осоки та трав'яних видів. Товсте коріння сприяє утворенню значних макропор, що підвищують інфільтрацію в системі дощових садів.
Видалення азоту	Довжина і маса коренів, швидкість зростання рослин	Відмінності спостерігаються між видами з певними морфологічними ознаками рослин, а не між конкретними типами (газонна трава, трава, осока, чагарники). Можлива взаємодія між видами рослин та ґрунтовим середовищем (субстратом).
Видалення фосфору	Вплив конкретних характеристик рослин відсутній	Вплив рослин вважається незначним.
Видалення металів	Вплив конкретних характеристик рослин відсутній	Вплив рослин вважається незначним.
Видалення патогенів	Характеристики пов'язані з гідрологічною проникністю ґрунту, його складом та функціонуванням мікробіоценозу ризосфери	1. Прямий вплив видів рослин на ризосферу (конкуренція, хижацтво, антимікробні кореневі екsudати). 2. Непрямий вплив рослин на швидкість інфільтрації. Одне дослідження підтверджує більшу ефективність кущів.

Наукові дослідження підтверджують, що деякі види рослин мають більший вплив на ефективність дощових садів порівняно з іншими, проте це залежить від функціонального призначення системи. Рослини з товстим корінням сприяють підтримці водопроникності ґрунтового середовища. Існують переконливі докази того, що довжина та маса коріння, а також швидкість росту рослин є важливими морфологічними ознаками, які впливають на видалення азоту. Різні види рослин відрізняються за ступенем видалення кишкової палички та інших патогенів. Видалення твердих частинок не залежить від виду рослин чи певних їх морфологічних ознак. Видалення металів у конструкції дощових садів може істотно відрізнятися між видами рослин. Однак загалом рослинність має незначний вплив на цей процес. Потрібні додаткові дослідження для детального вивчення впливу видів рослин на гідравлічну продуктивність системи, видалення азоту та патогенів у різних експериментальних та польових умовах і кліматичних режимах. Детальнішого вивчення потребує і вплив характеристик та видів рослин на деградацію нафтопродуктів у ґрунтових середовищах дощових садів. Суттєва увага повинна бути приділена дослідженню дерев, які широко використовуються в системах дощових садів, але недостатньо досліджені в цьому контексті.

Гіпотеза 3. Термін «аборигенний», «місцевий» або «автохтонний» визначається по-різному в різних рекомендаціях, залежно від кліматичного регіону, особливостей території і

т.д. Місцеві види рослин можна описати як ті, що природні для певного регіону чи місцевості і виникли або здавна живуть в її межах. Існує гіпотеза, що місцеві рослини ефективніше функціонують у дощових садах, ніж інтродуковані види, і цю гіпотезу можна знайти як у літературі для садівників-любителів, так і в публікаціях професійних асоціацій [58]. Більшість посібників, які стосуються настанов для систем дощових садів, також рекомендують використовувати місцеві, а не екзотичні види рослин. Наприклад, у рекомендаціях щодо проектування систем для управління зливовою водою в штаті Меріленд [59] зазначено, що «Слід віддавати перевагу місцевим рослинам через їхні естетичні якості та здатність сприяти підтримці відеоекології місцевості». Також існує теорія, що «Місцеві рослини швидше ростуть і потребують менше догляду, оскільки вони більш пристосовані до місцевого середовища. Вища адаптаційна здатність сприяє підвищенню ефективності дощових садів». У рекомендаціях Мінесоти [60] стверджується, що місцеві рослини «рекомендовані виключно через їхню стійкість і широкий спектр функцій, які вони забезпечують».

У науковій літературі практично немає переконливих емпіричних доказів того, що місцеві види рослин забезпечують більш ефективне функціонування конструкцій дощових садів, порівняно з інтродукованими видами. Деякі з цих досліджень порівнюють продуктивність систем, засаджених сумішшю місцевих рослин, із системами без рослинності. У цих випадках неможливо зробити висновок щодо ефективності місцевої рослинності порівняно з немісцевою, оскільки остання не була включена в план експерименту [31,61]. В інших дослідженнях відносні показники ефективності систем дощових садів з місцевими і неміцевими видами рослин можуть бути або однаковими [47], або гіршими [62], залежно від дослідження. Автори [47,62,63] висувують гіпотезу, що краща продуктивність виду чи спільноти рослин пояснюється кращою адаптацією до конкретних умов експлуатації дощових садів або специфічних функціональних ознак рослин (швидкість росту, біомаса, глибина укорінення, тип кореневої системи). Існують значні дискусії щодо відповідності місцевої або екзотичної рослинності в конкретному контексті, але багато авторів стверджують, що принцип підтримки естетичності місцевості та цінності біорізноманіття є вагомими аргументами на користь використання місцевих рослин [64]. Важливість використання місцевих видів з причин, відмінних від ефективності (виживання та менші вимоги до обслуговування, забезпечення середовища проживання, неінвазивність, естетичність) також пропагується для інших типів «зелених» конструкцій, таких як «зелені» дахи та «зелені» стіни [65].

Отже, не зважаючи на те, що деякі рекомендації віддають перевагу місцевим видам рослин для забезпечення вищої ефективності систем дощових садів, чітких доказів того, чому це має бути так, немає. Використання місцевих рослин може сприяти підтримці місцевого біорізноманіття, хоча інтродуковані рослини також можуть забезпечити цю функцію. Однак не слід виключати можливості використання інтродукованих видів рослин, оскільки це може бути ефективнішим у деяких ситуаціях, наприклад, у більш стресових умовах, коли місцеві рослини відчувають пригнічення. Звичайно, як часто зазначається в науковій літературі, такі види рослин, як інвазивні, не повинні використовуватися в системах дощових садів.

Гіпотеза 4. З метою поліпшення якості середовища та підвищення естетичної привабливості більшість посібників та рекомендацій пропонують використовувати різні види рослин у системах дощових садів. Однак основна перевага різноманітності рослин полягає у їх здатності адаптуватися до мінливих умов, таких як наявність води, які можуть змінюватися як у просторі, так і в часі. Наприклад, Управління охорони природи Канади у своїх рекомендаціях з ландшафтного дизайну LID [66] підкреслює, що «Останні кліматичні дані вказують на те, що в більшості регіонів Канади спостерігається як дуже вологе літо, так і періоди посухи. Це підкреслює необхідність висаджувати адаптивні, різноманітні рослини, які можуть витримати міські умови вологості». Австралійські рекомендації щодо дощових садів [23] дають подібні вказівки. Незалежно від змін умов навколишнього середовища, рослини також можуть відрізнятися за фенологією, включаючи різний час активності протягом вегетацій-

ного періоду. Таким чином, в рекомендаціях щодо дощових садів [67] пропонується використовувати мінімум три види дерев і три види чагарників для забезпечення стабільної швидкості випаровування та поглинання поживних речовин протягом вегетаційного періоду.

Результати досліджень щодо позитивного впливу різноманітності видів або функціонального складу рослин на екологічні процеси в природних системах підтверджують, що комбінація різних видів рослин може підвищити ефективність рослинних систем, таких як «зелені» дахи [30], фітореMediaція ґрунту [68] або водно-болотні угіддя [69]. Можна припустити, що це ствердження залишається актуальним і для дощових садів, оскільки ці конструкції включають різноманітні мікросередовища з точки зору вологості ґрунту, концентрації забруднюючих речовин тощо [70].

Підтвердження цієї гіпотези в наукових дослідженнях майже відсутні. В одному опублікованому дослідженні [71] ефективність систем дощових садів та різноманітність видів порівнювали за допомогою експериментального підходу. Результати дослідження показали, що системи дощових садів, в яких були поєднані види *Carex appressa* та *Lomandra longifolia*, мали вищий рівень утримання поживних речовин порівняно з системами, де ці види рослин були висаджені окремо.

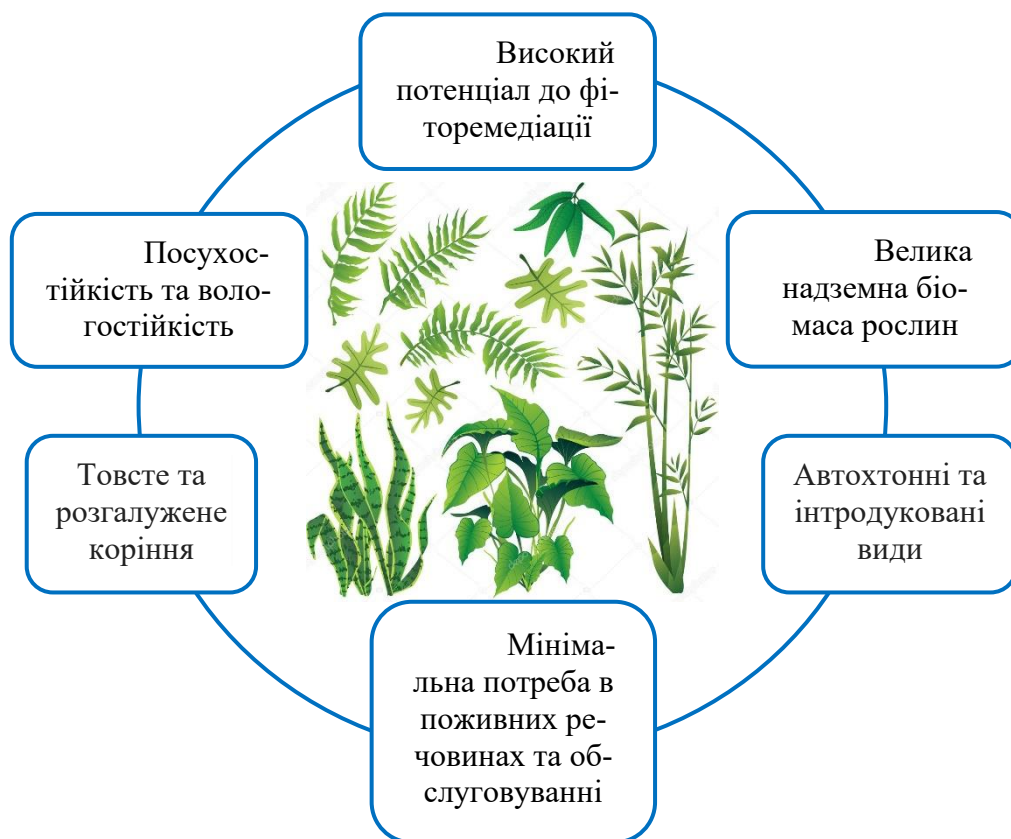


Рис. 3. Рекомендовані характеристики рослинності для систем дощових садів
Fig. 3. Recommended vegetation characteristics for rain garden systems

Не дивлячись на відсутність конкретних досліджень у системах дощових садів, ми можемо проаналізувати результати, отримані для подібних технологій, наприклад, водно-болотних угідь. Різні види рослин можуть мати різні характеристики кореневої системи, такі як здатність до транспортування кисню, придатність для колонізації мікроорганізмами, потенціал до поглинання поживних речовин і органічних сполук, а також моделі сезонного росту. Це може підвищити ефективність видалення забруднюючих речовин у водно-болотних угіддях [72]. Декілька експериментальних досліджень порівнювали ефективність систем, висаджених з різним видовим різноманіттям рослин. Так, автори [73] не виявили впливу різно-

манітності на виробництво біомаси, видалення азоту чи фосфору. Інші автори [69] спостерігали позитивний вплив різноманітності рослин на видалення деяких забруднюючих речовин. Ця неоднозначність залежить від видів рослин, а також від конкретного забруднювача.

Результати експериментальних досліджень водно-болотних угідь можуть надати корисну інформацію для систем дощових садів. Проте слід пам'ятати про відмінності між цими двома типами конструкцій. У порівнянні з системами дощових садів, побудовані водно-болотні угіддя певною мірою затоплені, і багаті поживними речовинами (залежно від природи стічних вод). Таким чином, вплив різноманітності рослин може не мати такого ж характеру, як у системах дощових садів, де волого-сухий стан впливає на рослинні та мікробні процеси [19].

Хоча теоретичні припущення стверджують, що система дощового саду з різноманітністю видів рослин є більш стійкою та ефективнішою в порівнянні з монокультурами, емпіричних доказів, щоб підтвердити цю гіпотезу, недостатньо. Тому постає потреба в подальших експериментальних дослідженнях систем з різним видовим складом рослин для визначення найкращої комбінації, заснованої, наприклад, на їхніх функціональних ознаках. До того часу можна вважати, що відсутність наукових доказів щодо застосування в системах дощових садів різноманітних видів рослин не повинно перешкоджати їх впровадженню. Крім того, різноманітність рослин надає дощовим садам інші переваги, такі як естетична цінність, підтримка біорізноманіття та вища стійкість до різних впливів навколишнього середовища.

Таким чином, ретельний відбір рослинності під час проєктування систем дощових садів має вирішальне значення для досягнення запланованих практичних результатів. Загальні рекомендовані характеристики рослинності для конструкцій дощових садів запропоновано авторами на рис. 3.

4. Висновки. Запропоновані рекомендації різних країн світу та результати експериментальних досліджень підтверджують важливу роль рослин у конструкціях дощових садів, яка змінюється залежно від функціональної ефективності систем. Результати наукових досліджень доводять гіпотезу про те, що ефективність дощових садів залежить від вибору виду рослин, переважно через їхні функціональні ознаки, такі як характеристики коренів та швидкість росту. Рослини сприяють видаленню азоту, фосфору та безпосередньо підвищують рівень інфільтрації в системі. На процес видалення поживних речовин найбільший вплив здійснюють морфологічні ознаки рослин, тому потрібні подальші дослідження, щоб зрозуміти, як вони впливають на видалення конкретних забруднювачів, таких як патогени або нафтові вуглеводні.

Незважаючи на те, що багато посібників з проєктування дощових садів рекомендують використовувати місцеві види рослин, чітких експериментальних доказів, що підтверджують цю гіпотезу, немає. Існують аргументи на користь інших факторів, таких як підтримка місцевого біорізноманіття, поліпшення ландшафту та мікроклімату, які слід враховувати при виборі рослин.

Не дивлячись на теоретичні припущення, які підтримують переваги різноманітності рослин у системах дощових садів порівняно з монокультурами, наразі недостатньо експериментальних доказів, щоб підтвердити цю гіпотезу. Дослідження у цій області повинні охоплювати різні умови, а також враховувати функціональні характеристики рослин для кращого розуміння їхнього впливу на ефективність систем дощових садів.

Дослідження систем дощових садів мають потенціал для поліпшення їх ефективності, особливо з урахуванням останніх досягнень у використанні мікробіоти та фіторе mediaції. Експериментальні дослідження ролі рослин в майбутньому повинні охоплювати як реалістичні умови повнорозмірних систем, так і лабораторні експериментальні установки (наприклад, колони), що мають свої обмеження (краєві ефекти, нереалістична щільність коренів) та переваги (повторюваність і контроль за обробками). Крім того, дослідження рослинних сис-

тем дощових садів необхідно розширювати, щоб охопити ширший спектр регіонів і кліматичних умов, адже результати, отримані з експериментальних досліджень у одному кліматі, можуть не відповідати іншому.

Список використаних джерел:

1. Zanin, G.; Bortolini, L.; Borin, M. (2018). Assessing Stormwater Nutrient and Heavy Metal Plant Uptake in an Experimental Bioretention Pond. *Land*, 7, 150. 10.3390/land7040150.
2. Kozak, C.; Fernandes, C.V.S.; Braga, S.M.; Do Prado, L.L.; Froehner, S.; Hilgert, S. (2019). Water quality dynamic during rainfall episodes: integrated approach to assess diffuse pollution using automatic sampling. *Environ Monit Assess*, 191, 402. 10.1007/s10661-019-7537-6.
3. Chen, J.; Theller, L.; Gitau, M.W.; Engel, B.A.; Harbor, J.M. (2017). Urbanization impacts on surface runoff of the contiguous United States. *Journal of Environmental Management*, 187, 470–481. 10.1016/j.jenvman.2016.11.017.
4. Apel, H.; Martínez Trepas, O.; Hung, N.N.; Chinh, D.T.; Merz, B.; Dung, N.V. (2016). Combined fluvial and pluvial urban flood hazard analysis: concept development and application to Can Tho city, Mekong Delta, Vietnam. *Nat. Hazards Earth Syst. Sci.*, 16, 941–961. 10.5194/nhess-16-941-2016.
5. Ahmed, W.; Hamilton, K.; Toze, S.; Cook, S.; Page, D. (2019). A review on microbial contaminants in stormwater runoff and outfalls: Potential health risks and mitigation strategies. *Science of The Total Environment*, 692, 1304–1321. 10.1016/j.scitotenv.2019.07.055.
6. Guptha, G.C.; Swain, S.; Al-Ansari, N.; Taloor, A.K.; Dayal, D. (2022). Assessing the role of SuDS in resilience enhancement of urban drainage system: A case study of Gurugram City, India. *Urban Climate*, 41, 101075. 10.1016/j.uclim.2021.101075.
7. Hager, J.K.; Mian, H.R.; Hu, G.; Hewage, K.; Sadiq, R. (2023). Integrated planning framework for urban stormwater management: one water approach. *Sustainable and Resilient Infrastructure*, 8, 48–69. 10.1080/23789689.2020.1871542.
8. Horvath, I.R.; Zhang, K.; Mayer, B.K.; Parolari, A.J. (2023). Effects of Regional Climate and BMP Type on Stormwater Nutrient Concentrations in BMPs: A Meta-Analysis. *Environ. Sci. Technol.*, 57, 5079–5088. 10.1021/acs.est.2c05942.
9. Liu, T.; Lawluy, Y.; Shi, Y.; Yap, P.-S. (2021). Low Impact Development (LID) Practices: A Review on Recent Developments, Challenges and Prospects. *Water Air Soil Pollut*, 232, 344. 10.1007/s11270-021-05262-5.
10. Wang, H.; Mei, C.; Liu, J.; Shao, W. (2018). A new strategy for integrated urban water management in China: Sponge city. *Sci. China Technol. Sci.*, 61, 317–329. 10.1007/s11431-017-9170-5.
11. Li, C.; Peng, C.; Chiang, P.-C.; Cai, Y.; Wang, X.; Yang, Z. (2019). Mechanisms and applications of green infrastructure practices for stormwater control: A review. *Journal of Hydrology*, 568, 626–637. 10.1016/j.jhydrol.2018.10.074.
12. Sharma, R.; Malaviya, P. (2021). Management of stormwater pollution using green infrastructure: The role of rain gardens. *WIREs Water*, 8, e1507. 10.1002/wat2.1507.
13. Kravchenko, M.V.; Tkachenko, T.M. (2023). Problems of improving the terminology and modern classification of “green” constructions for the creation of ukrainian “green” standards. *Collection of Scientific Publications NUS*, 493, 194–204. 10.15589/znp2023.4(493).26.
14. Bak, J.; Barjenbruch, M. (2022). Benefits, Inconveniences, and Facilities of the Application of Rain Gardens in Urban Spaces from the Perspective of Climate Change—A Review. *Water*, 14, 1153. 10.3390/w14071153.
15. Kravchenko, M.V.; Tkachenko, T.M.; Mileikovskiy, V.O. (2024). Study of the influence of the main parameters of the rain garden on its hydrological parameters by modeling. *Collection of Scientific Publications NUS*, 166–176. 10.15589/znp2024.1(494).23.
16. Dagenais, D.; Brisson, J.; Fletcher, T.D. (2018). The role of plants in bioretention systems; does the science underpin current guidance? *Ecological Engineering*, 120, 532–545. 10.1016/j.ecoleng.2018.07.007.
17. Kyiv plans to create 10 rain gardens as part of an experiment. Available online: <https://life.liga.net/all/news/v-kieve-planiruyut-obustroit-10-dojdevyh-sadov-v-ramkah-eksperimenta> (accessed on May 11, 2024).

18. Gagnon, V.; Chazarenc, F.; Kõiv, M.; Brisson, J. (2012). Effect of plant species on water quality at the outlet of a sludge treatment wetland. *Water Research*, 46, 5305–5315. 10.1016/j.watres.2012.07.007.
19. Payne, E.G.I.; Fletcher, T.D.; Cook, P.L.M.; Deletic, A.; Hatt, B.E. (2014). Processes and Drivers of Nitrogen Removal in Stormwater Biofiltration. *Critical Reviews in Environmental Science and Technology*, 44, 796–846. 10.1080/10643389.2012.741310.
20. Muerdter, C.P.; Wong, C.K.; LeFevre, G.H. (2018). Emerging investigator series: the role of vegetation in bioretention for stormwater treatment in the built environment: pollutant removal, hydrologic function, and ancillary benefits. *Environ. Sci.: Water Res. Technol.*, 4, 592–612. 10.1039/C7EW00511C.
21. Payne, E.G.I.; Pham, T.; Deletic, A.; Hatt, B.E.; Cook, P.L.M.; Fletcher, T.D. (2018). Which species? A decision-support tool to guide plant selection in stormwater biofilters. *Advances in Water Resources*, 113, 86–99. 10.1016/j.advwatres.2017.12.022.
22. Davis, A.P.; Traver, R.G.; Hunt, W.F.; Lee, R.; Brown, R.A.; Olszewski, J.M. (2012). Hydrologic Performance of Bioretention Storm-Water Control Measures. *J. Hydrol. Eng.*, 17, 604–614. 10.1061/(ASCE)HE.1943-5584.0000467.
23. Water Sensitive Cities Australia Available online: <https://wscaustralia.org.au/> (accessed on Apr 18, 2024).
24. Hamel, P.; Mchugh, I.; Coutts, A.; Daly, E.; Beringer, J.; Fletcher, T.D. (2015). Automated Chamber System to Measure Field Evapotranspiration Rates. *J. Hydrol. Eng.*, 20, 04014037. 10.1061/(ASCE)HE.1943-5584.0001006.
25. Denich, C.; Bradford, A. (2010). Estimation of Evapotranspiration from Bioretention Areas Using Weighing Lysimeters. *J. Hydrol. Eng.*, 15, 522–530. 10.1061/(ASCE)HE.1943-5584.0000134.
26. Bratieres, K.; Fletcher, T.D.; Deletic, A.; Zinger, Y. (2008). Nutrient and sediment removal by stormwater biofilters: A large-scale design optimisation study. *Water Research*, 42, 3930–3940. 10.1016/j.watres.2008.06.009.
27. Gonzalez-Merchan, C.; Barraud, S.; Bedell, J.-P. (2014). Influence of spontaneous vegetation in stormwater infiltration system clogging. *Environ Sci Pollut Res*, 21, 5419–5426. 10.1007/s11356-013-2398-y.
28. Virahsawmy, H.K.; Stewardson, M.J.; Vietz, G.; Fletcher, T.D. (2014). Factors that affect the hydraulic performance of raingardens: implications for design and maintenance. *Water Science and Technology*, 69, 982–988. 10.2166/wst.2013.809.
29. Nagase, A.; Dunnett, N. (2012). Amount of water runoff from different vegetation types on extensive green roofs: Effects of plant species, diversity and plant structure. *Landscape and Urban Planning*, 104, 356–363. 10.1016/j.landurbplan.2011.11.001.
30. Lundholm, J.; MacIvor, J.S.; MacDougall, Z.; Ranalli, M. (2010). Plant Species and Functional Group Combinations Affect Green Roof Ecosystem Functions. *PLoS ONE*, 5, e9677. 10.1371/journal.pone.0009677.
31. Lucas, W.C.; Greenway, M. (2008). Nutrient Retention in Mature Vegetated Bioretention Systems under Elevated Nutrient Loads. In *Proceedings of the World Environmental and Water Resources Congress 2008*; American Society of Civil Engineers: Honolulu, Hawaii, United States, pp. 1–10. 10.1061/40976(316)4.
32. The influence of vegetation in stormwater biofilters on infiltration and nitrogen removal: preliminary findings — Monash University Available online: <https://research.monash.edu/en/publications/the-influence-of-vegetation-in-stormwater-biofilters-on-infiltrat> (accessed on May 11, 2024).
33. Vijayaraghavan, K.; Biswal, B.K.; Adam, M.G.; Soh, S.H.; Tsen-Tieng, D.L.; Davis, A.P.; Chew, S.H.; Tan, P.Y.; Babovic, V.; Balasubramanian, R. (2021). Bioretention systems for stormwater management: Recent advances and future prospects. *Journal of Environmental Management*, 292, 112766. 10.1016/j.jenvman.2021.112766.
34. Gülbaz, S.; Kazezyılmaz-Alhan, C.M.; Coptý, N.K. (2015). Evaluation of Heavy Metal Removal Capacity of Bioretention Systems. *Water Air Soil Pollut*, 226, 376. 10.1007/s11270-015-2640-y.
35. Wang, J.; Zhao, Y.; Yang, L.; Tu, N.; Xi, G.; Fang, X. (2017). Removal of Heavy Metals from Urban Stormwater Runoff Using Bioretention Media Mix. *Water*, 9, 854. 10.3390/w9110854.
36. Glick, B.R. (2003). Phytoremediation: synergistic use of plants and bacteria to clean up the environment. *Biotechnology Advances*, 21, 383–393. 10.1016/S0734-9750(03)00055-7.
37. Sarwar, N.; Imran, M.; Shaheen, M.R.; Ishaque, W.; Kamran, M.A.; Matloob, A.; Rehman, A.; Hussain, S. (2017). Phytoremediation strategies for soils contaminated with heavy metals: Modifications and future perspectives. *Chemosphere*, 171, 710–721. 10.1016/j.chemosphere.2016.12.116.

38. Vijayaraghavan, K.; Praveen, R.S. (2016). *Dracaena marginata* biofilter: design of growth substrate and treatment of stormwater runoff. *Environmental Technology*, 37, 1101–1109. 10.1080/09593330.2015.1102330.
39. Fan, G.; Li, Z.; Wang, S.; Huang, K.; Luo, J. (2019). Migration and transformation of nitrogen in bioretention system during rainfall runoff. *Chemosphere*, 232, 54–62. 10.1016/j.chemosphere.2019.05.177.
40. Chen, X.C.; Huang, L.; Chang, T.H.A.; Ong, B.L.; Ong, S.L.; Hu, J. (2019). Plant Traits for Phytoremediation in the Tropics. *Engineering*, 5, 841–848. 10.1016/j.eng.2019.07.019.
41. Dagenais, D.; Brisson, J.; Fletcher, T.D. (2018). The role of plants in bioretention systems; does the science underpin current guidance? *Ecological Engineering*, 120, 532–545. 10.1016/j.ecoleng.2018.07.007.
42. Read, J.; Wevill, T.; Fletcher, T.; Deletic, A. (2008). Variation among plant species in pollutant removal from stormwater in biofiltration systems. *Water Research*, 42, 893–902. 10.1016/j.watres.2007.08.036.
43. Read, J.; Fletcher, T.D.; Wevill, T.; Deletic, A. (2009). Plant Traits that Enhance Pollutant Removal from Stormwater in Biofiltration Systems. *International Journal of Phytoremediation*, 12, 34–53. 10.1080/15226510902767114.
44. Liu, J.; Davis, A.P. (2014). Phosphorus Speciation and Treatment Using Enhanced Phosphorus Removal Bioretention. *Environ. Sci. Technol.*, 48, 607–614. 10.1021/es404022b.
45. Feng, N.-X.; Yu, J.; Zhao, H.-M.; Cheng, Y.-T.; Mo, C.-H.; Cai, Q.-Y.; Li, Y.-W.; Li, H.; Wong, M.-H. (2017). Efficient phytoremediation of organic contaminants in soils using plant–endophyte partnerships. *Science of The Total Environment*, 583, 352–368. 10.1016/j.scitotenv.2017.01.075.
46. Pritchard, J.; Cho, Y.-M.; Ashoori, N.; Wolfand, J.; Sutton, J.; Carolan, M.; Gamez, E.; Doan, K.; Wiley, J.; Luthy, R. (2018). Benzotriazole Uptake and Removal in Vegetated Biofilter Mesocosms Planted with *Carex praeegracilis*. *Water*, 10, 1605. 10.3390/w10111605.
47. LeFevre, G.H.; Novak, P.J.; Hozalski, R.M. (2012). Fate of Naphthalene in Laboratory-Scale Bioretention Cells: Implications for Sustainable Stormwater Management. *Environ. Sci. Technol.*, 46, 995–1002. 10.1021/es202266z.
48. Van Dijk, C.N.; Lim, L.S.L.; Bossuyt, P.M.M.; Marti, R.K. (1996). Physical examination is sufficient for the diagnosis of sprained ankles. *The Journal of Bone and Joint Surgery. British volume*, 78-B, 958–962. 10.1302/0301-620X.78B6.0780958.
49. Dudrick, R.; Hoffman, M.; Antoine, J.; Austin, K.; Bedoya, L.; Clark, S.; Dean, H.; Medina, A.; Gotsch, S.G. (2024). Do plants matter?: Determining what drives variation in urban rain garden performance. *Ecological Engineering*, 201, 107208. 10.1016/j.ecoleng.2024.107208.
50. Boldrin, D.; Knappett, J.A.; Leung, A.K.; Brown, J.L.; Loades, K.W.; Bengough, A.G. (2022). Modifying soil properties with herbaceous plants for natural flood risk-reduction. *Ecological Engineering*, 180, 106668. 10.1016/j.ecoleng.2022.106668.
51. Bodner, G.; Leitner, D.; Kaul, H.-P. (2014). Coarse and fine root plants affect pore size distributions differently. *Plant Soil*, 380, 133–151. 10.1007/s11104-014-2079-8.
52. Bioretention Technical Design Guidelines - Water by Design Available online: <https://waterbydesign.com.au/download/bioretention-technical-design-guidelines> (accessed on May 12, 2024).
53. Biofilter vegetation guidelines for southwest. Available online: https://watersensitivecities.org.au/wp-content/uploads/2016/07/381_Biofilter_vegetation_guidelines_for_southwestWA.pdf
54. Le Coustumer, S.; Fletcher, T.D.; Deletic, A.; Barraud, S.; Poelsma, P. (2012). The influence of design parameters on clogging of stormwater biofilters: A large-scale column study. *Water Research*, 46, 6743–6752. 10.1016/j.watres.2012.01.026.
55. Goh, H.W.; Zakaria, N.A.; Lau, T.L.; Foo, K.Y.; Chang, C.K.; Leow, C.S. (2017). Mesocosm study of enhanced bioretention media in treating nutrient rich stormwater for mixed development area. *Urban Water Journal*, 14, 134–142. 10.1080/1573062X.2015.1076861.
56. Kim, M.H.; Sung, C.Y.; Li, M.-H.; Chu, K.-H. (2012). Bioretention for stormwater quality improvement in Texas: Removal effectiveness of *Escherichia coli*. *Separation and Purification Technology*, 84, 120–124. 10.1016/j.seppur.2011.04.025.
57. Chandrasena, G.I.; Pham, T.; Payne, E.G.; Deletic, A.; McCarthy, D.T. (2014). *E. coli* removal in laboratory scale stormwater biofilters: Influence of vegetation and submerged zone. *Journal of Hydrology*, 519, 814–822. 10.1016/j.jhydrol.2014.08.015.

58. American Society of Landscape Architects Available online: <https://www.asla.org/> (accessed on May 13, 2024).
59. Water and Science Available online: <https://mde.maryland.gov/programs/Water/Pages/index.aspx> (accessed on May 13, 2024).
60. Plants for Stormwater Design: Species Selection for the Upper Midwest — Urban Forestry South Available online: <https://urbanforestrysouth.org/resources/library/ttresources/plants-for-stormwater-design-species-selection-for-the-upper-midwest> (accessed on May 13, 2024).
61. Zinger, Y.; Blecken, G.-T.; Fletcher, T.D.; Viklander, M.; Deletić, A. (2013). Optimising nitrogen removal in existing stormwater biofilters: Benefits and tradeoffs of a retrofitted saturated zone. *Ecological Engineering*, 51, 75–82. 10.1016/j.ecoleng.2012.12.007.
62. Houdeshel, C.D.; Hultine, K.R.; Johnson, N.C.; Pomeroy, C.A. (2015). Evaluation of three vegetation treatments in bioretention gardens in a semi-arid climate. *Landscape and Urban Planning*, 135, 62–72. 10.1016/j.landurbplan.2014.11.008.
63. Lucas, W.C.; Greenway, M. (2008). A Study of Nutrient Retention Dynamics in Vegetated and Non-Vegetated Bioretention Mesocosms. In *Proceedings of the Low Impact Development; American Society of Civil Engineers: Wilmington, North Carolina, United States*, pp. 140–158. 10.1061/41007(331)13.
64. Kendle, A.D.; Rose, J.E. (2000). The aliens have landed! What are the justifications for ‘native only’ policies in landscape plantings? *Landscape and Urban Planning*, 47, 19–31. 10.1016/S0169-2046(99)00070-5.
65. Butler, C.; Butler, E.; Orians, C.M. (2012). Native plant enthusiasm reaches new heights: Perceptions, evidence, and the future of green roofs. *Urban Forestry & Urban Greening*, 11, 1–10. 10.1016/j.ufug.2011.11.002.
66. LID-SWM-Guide-v1.0_2010_3. Available online: https://trcaca.s3.ca-central-1.amazonaws.com/app/uploads/2021/10/20091521/LID-SWM-Guide-v1.0_2010_1_no-appendices.pdf
67. MD: Prince George’s County: Bioretention Manual. Available online: <https://www.slideshare.net/Sotirakou964/md-prince-georges-county-bioretention-manual> (accessed on Apr 18, 2024).
68. Hechmi, N.; Aissa, N.B.; Abdenaceur, H.; Jedidi, N. (2014). Phytoremediation Efficiency of a PCP-Contaminated Soil using Four Plant Species as Mono- and Mixed Cultures. *International Journal of Phytoremediation*, 16, 1241–1256. 10.1080/15226514.2013.828009.
69. Zhu, S.-X.; Ge, H.-L.; Ge, Y.; Cao, H.-Q.; Liu, D.; Chang, J.; Zhang, C.-B.; Gu, B.-J.; Chang, S.-X. (2010). Effects of plant diversity on biomass production and substrate nitrogen in a subsurface vertical flow constructed wetland. *Ecological Engineering*, 36, 1307–1313. 10.1016/j.ecoleng.2010.06.007.
70. Tedoldi, D.; Chebbo, G.; Pierlot, D.; Branchu, P.; Kovacs, Y.; Gromaire, M.-C. (2017). Spatial distribution of heavy metals in the surface soil of source-control stormwater infiltration devices – Inter-site comparison. *Science of The Total Environment*, 579, 881–892. 10.1016/j.scitotenv.2016.10.226.
71. Mixed plantings of *Carex appressa* and *Lomandra longifolia* improve pollutant removal over a monoculture of “*L. longifolia*” in stormwater biofilters. Available online: <https://search.informit.org/doi/abs/10.3316/informit.827759356913626> (accessed on May 13, 2024).
72. Liang, M.-Q.; Zhang, C.-F.; Peng, C.-L.; Lai, Z.-L.; Chen, D.-F.; Chen, Z.-H. (2011). Plant growth, community structure, and nutrient removal in monoculture and mixed constructed wetlands. *Ecological Engineering*, 37, 309–316. 10.1016/j.ecoleng.2010.11.018.
73. Picard, C.R.; Fraser, L.H.; Steer, D. (2005). The interacting effects of temperature and plant community type on nutrient removal in wetland microcosms. *Bioresource Technology*, 96, 1039–1047. 10.1016/j.biortech.2004.09.007.

Наукове видання

ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА

Збірник наукових праць

Випуск 42

Підписано до друку
Умовн. друк. арк. 14

Формат 60×84 1/8
Обл.-вид. арк. 12.5

Папір офсетний. Друк різогр.
Тираж 100. Зам. №

Адреса редакції: 02000, м. Київ, проспект Повітряних сил України, 31, кім.603б.
Тел. +38 044 241-5548, e-mail: tehbud@knuba.edu.ua