

¹І. В. Кузьо, ²Ю. П. Шоловій, ³Н. І. Магерус¹Національний університет «Львівська політехніка», ORCID: 0000-0001-9271-6505,
mail: ihor.v.kuzo@lpnu.ua²Національний університет «Львівська політехніка», ORCID: 0000-0003-0154-7983,
mail: j-sholov@ukr.net³Національний університет «Львівська політехніка», ORCID: 0000-0003-1946-8503,
mail: maherusn@gmail.com

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ КОРПУСІВ ОБЕРТОВИХ АГРЕГАТІВ

<https://doi.org/10.23939/istcipa2023.58.031>

© Кузьо І. В., Шоловій Ю. П., Магерус Н. І., 2024

Мета роботи полягає у визначенні опорних та згинальних моментів, навантажень на опори, а також нормальних напружень корпусу обертового агрегату неперервної дії, який зазнає складних механічних і теплових навантажень. **Актуальність.** Корпус обертової печі, як оболонки обертання, під дією навантажень прогинається як у прольотах між опорами, так і на самих опорах, а також деформується в поперечних перерізах. Ці деформації створюють поздовжньо і поперечно направлені згинальні моменти. Їх збільшення чи зменшення відбувається внаслідок перерозподілу тиску на опори, викликаного, в свою чергу, викривленням осі обертання і геометричної осі корпусу, нерівномірним зношуванням роликів, бандажів, підбандажних прокладок і вкладишів підшипників. Тому розрахунок на міцність корпусів обертових агрегатів дозволить забезпечити їх надійну роботу та продовжити термін їх експлуатації. **Методика.** Корпус обертового агрегату розглядали як багатопролітну нерозрізну балку трубчастого перерізу, для якої визначали опорні моменти і реакції опор, а при визначенні напружень корпус вважали багатопролітною циліндричною оболонкою. **Результати.** Запропоновані математичні залежності дозволяють визначити опорні моменти, навантаження на опори та напруження у корпусі обертового агрегату. **Наукова новизна.** Розроблено математичні залежності для розрахунку опорних моментів, навантаження на опори та напруження у корпусі обертового агрегату. **Практична значущість.** Результати розрахунків дозволять прогнозувати роботу корпусів обертових агрегатів та продовжити термін їх експлуатації.

Ключові слова: обертові агрегати, агрегати неперервної дії, оболонки обертання, опорні та згинальні моменти, механічні напруження, багатопролітна балка.

Вступ

Корпус обертової печі як оболонки обертання зазнає складних механічних та теплових дій. Технологічний режим роботи вимагає його неперервного обертання, а температура при випалі матеріалу досягає 1600...2300° С. Багато досліджень аналізують фактори зношування компонентів обертових печей, їх експлуатаційні параметри та вплив цих параметрів на стан печі, практичні рекомендації щодо використання великогабаритних агрегатів [1– 4], а також теплове навантаження та напруження, що виникають у елементах печі [5]. Корпус сприймає і передає на опори навантаження від випалювального матеріалу, футерівки, намазки, теплообмінних пристроїв. Крім цього, корпус прогинається як в прольотах між опорами, так і на самих опорах. В цей же час корпус деформується і в поперечних перерізах. Ці деформації створюють поздовжньо і поперечно направлені згинальні моменти. Варто зазначити, що змінні моменти, які діють у підбандажних, а також у прольотних обичайках, не залишаються сталими. Їх збільшення чи зменшення відбувається внаслідок перерозподілу тиску на опори, спричиненого, в свою чергу, викривленням осі обертання і геометричної осі корпусу, нерівномірним зношуванням роликів, бандажів, підбандажних прокладок і вкладишів підшипників.

Аналіз літературних джерел

Корпус обертових печей як оболонки обертання розглядають як нерозрізну балку трубчастого перерізу, опорні моменти якої можна визначити, використовуючи методи послідовних наближень, графічні рівняння пружної лінії балки та рівняння трьох моментів. Враховуючи те, що жорсткість опорних вузлів набагато перевищує жорсткість при згині корпусів обертових агрегатів, в цьому випадку найбільш вдалим є останній метод.

Корпус агрегату неперервної дії відноситься до виду замкнутих циліндричних оболонок великої протяжності. Згідно з балковою теорією, що побудована на гіпотезі недеформування плоских перерізів, корпус обертового агрегату можна розглядати як багатопролітну нерозрізну балку трубчастого перерізу [6–8], для якої визначають опорні моменти і реакції опор.

Мета

Визначити опорні та згинальні моменти, навантаження на опори, а також нормальні напруження корпусу обертового агрегату неперервної дії, який зазнає складних механічних та теплових навантажень.

Методика проведення досліджень

Складаючи розрахункові схеми і виходячи з конкретних конструктивних особливостей кожного типорозміру обертового агрегату, приймають, що вага металевої оболонки корпусу, футерівки, випалювального матеріалу обмазки і ланцюгової завіси зображується розподіленим навантаженням на певних ділянках, а вага бандажів вінцевого колеса і теплообмінників – зосередженим навантаженням (рис. 1).

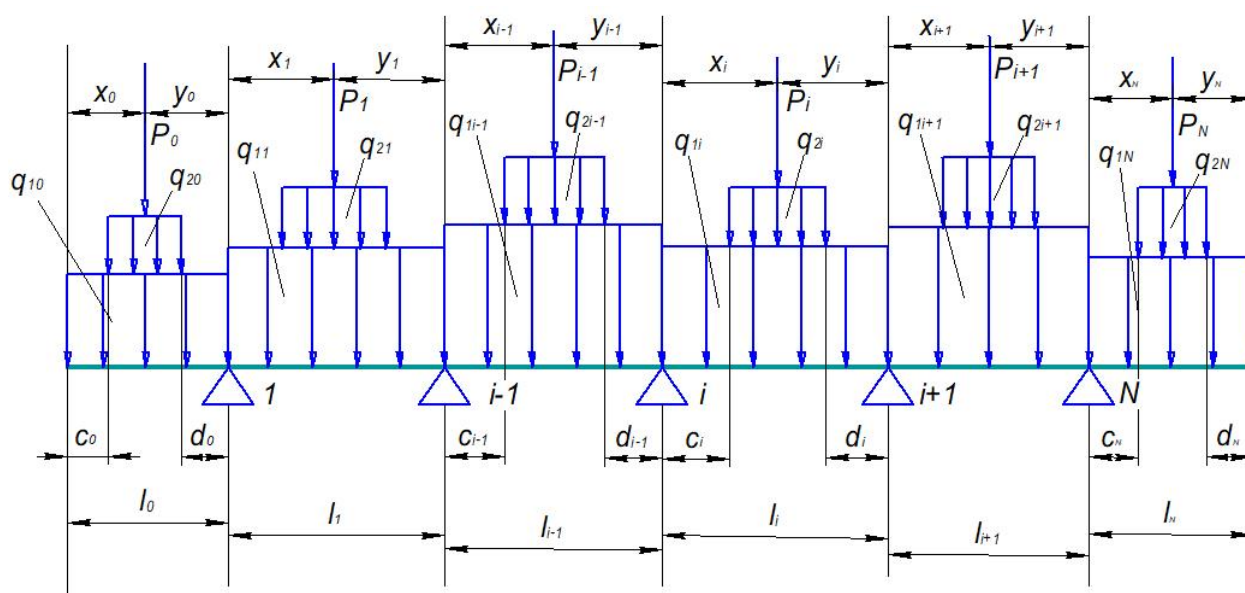


Рис. 1. Схема навантажень корпусу обертового агрегата

Fig. 1. Load diagram of the rotary unit housing

У вертикальній площині для визначення опорних моментів в нерозрізній балці з консолями, яка спирається на n опор, необхідно скласти $n_{оп}-2$ рівнянь:

$$\lambda M_{i-1} + (\lambda_i + \lambda_{i+1})M_i + \lambda_{i+1}M_{i+1} + 6 \left(\frac{\omega_i a_i J_0}{l_i J_i} + \frac{\omega_{i+1} b_{i+1} J_0}{l_{i+1} J_{i+1}} \right) + 6EJ_0 \left(\frac{\Delta_{i-1} - \Delta_i}{l_{i-1}} + \frac{\Delta_{i+1} - \Delta_i}{l_i} \right) = 0, \quad (1)$$

де $\lambda_i = l_i \frac{J_0}{J_i}$ – приведена довжина i -того прольоту ($i = 1, 2 \dots N$); J_0 – довільний момент інерції (для зручності доцільно прийняти $J_0 = J_i$); J_i – момент інерції перерізу в i -му прольоті; ω_i, ω_{i+1} – площі вантажних епюр згинальних моментів у відповідних прольотах; a_i, b_i – відстані від центра ваги вантажної епюри до лівої і правої опор, відповідно; Δ_i – зміщення i -ї опори від прямолінійності; E_i – модуль пружності матеріалу в прольотах при відповідній температурі.

$$J_i = \frac{\pi}{8} D_{oi}^3 \cdot \delta_{oi}, \quad (2)$$

де D_{oi} та δ_{oi} – відповідно, середній діаметр і товщина кільця.

За наявності консолей моменти в крайніх опорах визначають окремо відомими методами. В горизонтальній площині усі вагові фактори P_i, Q_i, q_i дорівнюють нулю. Тому для визначення опорних моментів рівняння трьох моментів набуває такого вигляду:

$$\lambda M_{i-1}^r + 2(\lambda_i + \lambda_{i+1}) \cdot M_i^r + \lambda_{i+1} \cdot M_{i+1}^r + 6EJ_0 \cdot \left(\frac{\Delta_{i-1}^r - \Delta_i^r}{l_{i-1}} + \frac{\Delta_{i+1}^r - \Delta_i^r}{l_i} \right) = 0. \quad (3)$$

При визначенні навантажень на опори у вертикальній площині кожен проліт обертового агрегату розглядають як окрему двоопорну балку, що знаходиться під дією зовнішнього навантаження і опорних моментів. Навантаження на ліву і праву опори i -го прольоту визначають з рівнянь:

$$Q_{i,i+1} = \frac{Q_i l_i}{2} + \frac{q_i(l_i - c_i - d_i) \cdot (l_i - c_i + d_i)}{2l_i} + P_i \frac{Y_i}{l_i} + \frac{M_i - M_{i+1}}{l_i}, \quad (4)$$

$$Q_{i+1,i} = \frac{Q_i l_i}{2} + \frac{q_i(l_i - c_i - d_i) \cdot (l_i + c_i - d_i)}{2l_i} + P_i \frac{X_i}{l_i} - \frac{M_i - M_{i+1}}{l_i}. \quad (5)$$

При цьому сумарне навантаження на i -ту опору становитиме:

$$Q_i = Q_{i,i-1} + Q_{i,i+1}. \quad (6)$$

При знаходженні горизонтальних складових навантажень на опору вирази (4) і (5) набудуть такого вигляду:

$$Q_{i,i+1} = \frac{M_i^r - M_{i+1}^r}{l_i}, \quad (7)$$

$$Q_{i+1,i} = \frac{M_{i+1}^r - M_i^r}{l_i}. \quad (8)$$

Повне горизонтальне навантаження визначатимуть як

$$Q_i^r = \frac{M_i^r - M_{i+1}^r}{l_i} + \frac{M_{i+1}^r - M_i^r}{l_{i-1}}. \quad (9)$$

Відхилення осі обертання у вертикальній площині призводять до перерозподілу навантажень між окремими опорами. При цьому

$$\Sigma Q_i = G,$$

де G – загальна вага обертового агрегату.

Викривлення осі обертання в горизонтальній площині спричиняють перерозподіл навантажень між роликami окремих опор. Так від дії сили Q_i на опорних роликах виникають реакції (рис. 2):

$$P_{li} = P_{pri} = P_i = \frac{Q_i}{2 \cos \alpha_i}, \quad (10)$$

значення яких внаслідок дії горизонтальної сили T становитиме

$$P'_{li} = \frac{Q_i}{2 \cos \alpha_i} - \frac{T}{2 \sin \alpha_i}, \quad (11)$$

$$P'_{pri} = \frac{Q_i}{2 \cos \alpha_i} + \frac{T}{2 \sin \alpha_i}. \quad (12)$$

При цьому, якщо $P'_{li} \geq 0$; $P'_{pri} \geq 0$, то

$$P'_{li} + P'_{pri} = \frac{Q_i}{\cos \alpha_i}. \quad (13)$$

Отже, викривлення осі обертання у вертикальній і горизонтальній площинах призводить тільки до перерозподілу навантажень між окремими опорами і самими роликами окремих опор.

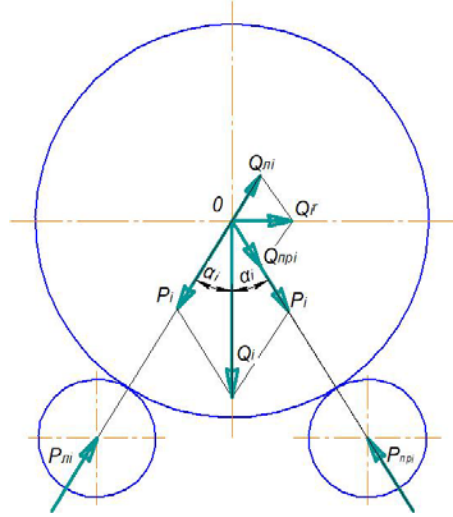


Рис. 2. Схема зусиль в опорному вузлі
Fig. 2. Free body diagram of the support node

Корпус обертового агрегату можна віднести до виду замкнених циліндричних оболонок середньої довжини, оскільки його конструкція відповідає таким умовам:

$$\delta_0 < \frac{D_0}{60}, 8D > l > D_0,$$

де δ_0 , D_0 і l – відповідно, товщина, середній діаметр і довжина оболонки.

Деформуючись у поперечному перерізі під час роботи як багатоопорна нерозрізна балка, кільцева оболонка отримує три напруження (рис. 3).

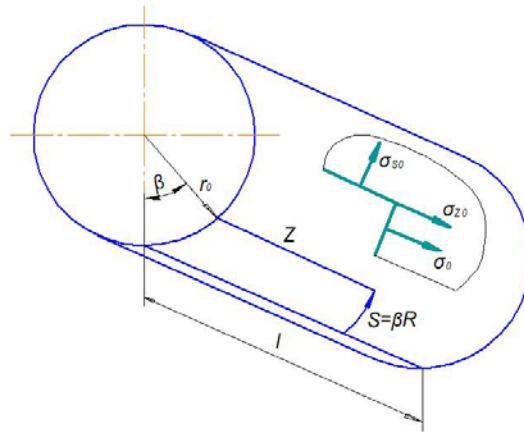


Рис. 3. Схема механічних напружень в корпусі
Fig. 3. Stress diagram inside the housing

$$\sigma_{ZS} = \frac{16l^2q}{nr_0^2\delta_0} \left[\frac{1,332\cos 2\beta}{\pi^4 + 12\frac{\delta_0^2 l^4}{r_0^6}} + \frac{1,0672\cos 4\beta}{\pi^4 + 4800\frac{\delta_0^2 l^4}{r_0^6}} \right] \sin \frac{\pi Z}{l}, \quad (14)$$

$$\sigma_S = \frac{8l^4q}{nr_0^5} \left[\frac{15,984\cos 2\beta}{\pi^4 + 12\frac{\delta_0^2 l^4}{r_0^6}} + \frac{256,128\cos 4\beta}{\pi^4 + 4800\frac{\delta_0^2 l^4}{r_0^6}} \right] \sin \frac{\pi Z}{l}, \quad (15)$$

$$\sigma_0 = \frac{M_{max}}{W} \cos \beta = \frac{M_{max}}{\pi r_0^2 \delta} \cos \beta. \quad (16)$$

Виходячи з отриманих напружень, визначають приведені напруження згідно з енергетичною теорією міцності:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{(\sigma_{ZS} + \sigma_0)^2 + \sigma_S^2 - (\sigma_{ZS} + \sigma_0)\sigma_S}. \quad (17)$$

У наведених формулах використано такі позначення: σ_{ZS} – нормальне осьове напруження вздовж твірної циліндра; σ_S – нормальне кільцеве напруження від поперечного згинального моменту; σ_0 – нормальне балкове напруження; q – погонне навантаження; l і r – відповідно, розрахункова довжина і сферичний радіус оболонки; M_{max} – максимальний згинальний момент; Z і β – відповідно, лінійна і кутова координати.

Результати досліджень та їх обговорення

На прикладі семиопорної печі діаметром 5 м та довжиною 185 м, схема навантажень якої зображена на рис. 4, а, та інших найбільш типових обертових агрегатів, розглянемо розподіл навантажень на опори та напружень в корпусі при прямолінійному положенні осі обертання і найбільш несприятливих викривленнях останньої в межах рекомендованого допуску (рис. 4).

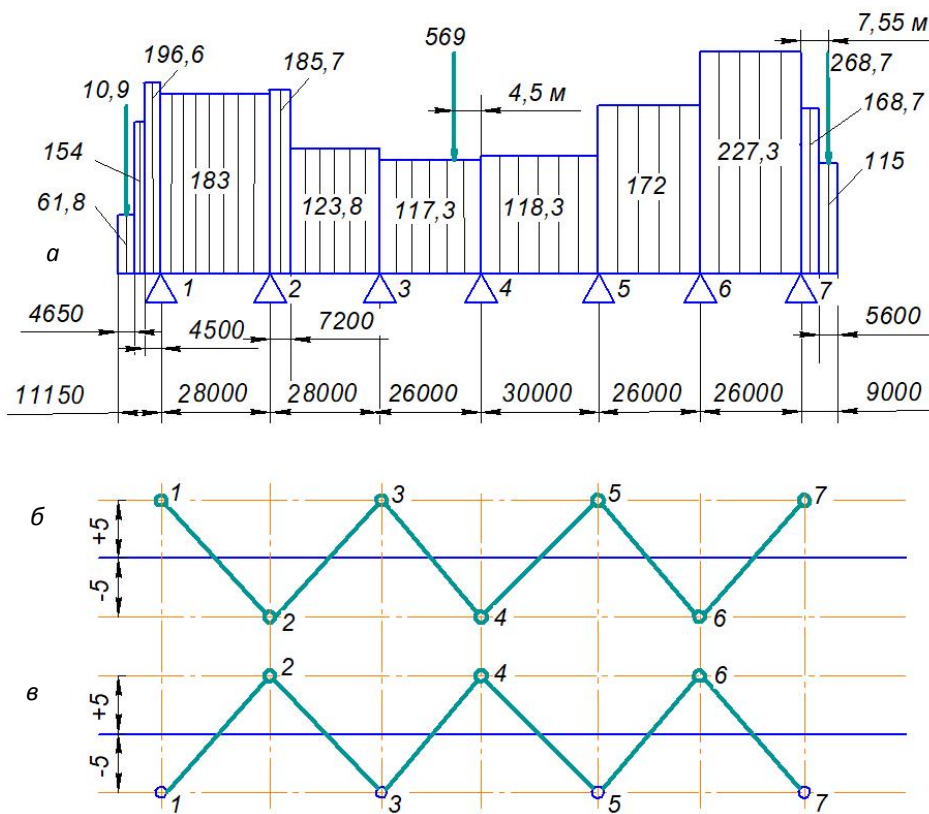


Рис. 4. Схема навантажень та можливі викривлення осі обертання в межах допуску в обертовій печі діаметром 5 м і довжиною 185 м
Fig. 4. Load diagram and possible rotation axis deflections within tolerance in a rotary kiln with a diameter of 5 m and a length of 185 m

Висновки

Аналізуючи вирази (14)... (16), можна стверджувати, що максимальні значення окремих напружень знаходяться в точках перерізів, де $\beta = 0^\circ$. Причому самі перерізи з максимальними значеннями напружень розміщені посередині прольотів, де $Z = l/2$. Значення цих напружень будуть

в точках з координатами $\beta = 0^\circ$ або розташованих посередині прольотів, або в перерізах з максимальним згинальним моментом.

Аналіз розрахунків напружень в корпусі при прямолінійному положенні осі обертання і найбільш несприятливих викривленнях останньої засвідчує, що максимальні значення окремих напружень та їх координати необхідно обов'язково враховувати при проєктуванні та розрахунку на міцність обертових агрегатів неперервної дії.

Інформаційні джерела

1. Saxena J. P. The Rotary Cement Kiln. Total Productive Maintenance, Techniques and Management / J. P. Saxena. – USA: CRC Press, 2009. – P. 336.
2. Akwasi A. Boateng Rotary Kilns. Transport Phenomena and Transport Processes / A. Akwasi. – Boston, USA: Butterworth-Heinemann, 2008. – P. 368. DOI: 10.1016/B978-0-7506-7978-8.X0001-5.
3. Landfahner M., Schluckner C. et al. Development and application of a numerically efficient model describing a rotary hearth furnace using CFD / M. Landfahner, C. Schluckner et al. // Energy. – 2019. – Vol. 180. – P. 79–89. DOI: 10.1016/j.energy.2019.04.091.
4. Щербина В. Ю., Швачко Д. Г. Підвищення енергоефективності обертових теплових агрегатів / В. Ю. Щербина, Д. Г. Швачко // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Сер. Технічні науки. – 2018. – Т. 29 (68). – № 4. – Ч. 2. – С. 68–72.
5. Benslimane A., Methia M. Stress analysis of rotating thick-walled nonhomogeneous sphere under thermomechanical loadings / A. Benslimane, M. Methia // Forces in Mechanics. – 2023. – Vol. 11. – P. 100183. DOI: 10.1016/j.finmec.2023.100183.
6. Кузьо І. В., Дзюбик Л. В. Вплив положення геометричної осі на міцність обертових агрегатів / І. В. Кузьо, Л. В. Дзюбик // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2007. – № 588: Динаміка, міцність та проєктування машин і приладів. – С. 53–57.
7. Кузьо І. В., Дзюбик Л. В., Єфремов І. Розрахунок пружних деформацій опор та точність діагностування обертових печей / І. В. Кузьо, Л. В. Дзюбик, І. Єфремов // Збірник наукових праць: Галузеве машинобудування, будівництво. – 2009. – Т. 3. – Вип. 3(25). – С. 135.
8. Кузьо І. В., Дзюбик Л. В. Дослідження переміщень в перерізі опорного вузла цементної печі / І. В. Кузьо, Л. В. Дзюбик // 11-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доп. – 2013 р. – С. 74–75.

Ihor Kuzio, Yuriy Sholovii, Nadiia Maherus
Lviv Polytechnic National University

STRENGTH ESTIMATION OF ROTARY UNIT HOUSINGS

Goal of the article is to determine the support and bending moments, loads on the supports, as well as the normal stresses in the continuous rotary unit housing, which is subjected to complex mechanical and thermal loads. **Significance.** The rotary kiln housing, as a rotating shell, bends under the load both in the spans between the supports and at the supports themselves, and also deforms in the cross-section. These deformations create longitudinal and transverse bending moments. Their increase or decrease occurs due to the redistribution of pressure on the supports, caused in turn by the deflection of the axis of rotation and the geometric axis of the housing, uneven wear of the rollers, bandages, sub-bandage shims, and bearing liners. Therefore, strength estimation of the rotary unit housings will ensure their reliable operation and extend their operating life. **Methodology.** The rotary unit housing was considered as a multi-span continuous beam with tubular cross-section, for which the support moments and support reactions were determined. When determining stresses, the housing was regarded as a multi-span cylindrical shell. **Results.** The proposed mathematical relationships allow the determination of support moments, loads on the supports, and stresses in the rotary unit housing. **Scientific novelty.** Mathematical dependencies have been developed for calculating the support moments, loads on the supports, and stresses in the rotary unit housing. **Practical significance.** The results of the estimation will allow predicting the performance of rotary unit housings and extending their operating life.

Keywords: rotary units, continuous units, rotating shells, support and bending moments, mechanical stresses, multi-span beam.

References

1. Saxena J. P. *The Rotary Cement Kiln. Total Productive Maintenance, Techniques and Management*. – Boca Raton: CRC Press, 2009.
2. Akwasi A. *Boateng Rotary Kilns. Transport Phenomena and Transport Processes*. – Boston: Butterworth-Heinemann, 2008. DOI: 10.1016/B978-0-7506-7978-8.X0001-5.
3. Landfahner M., Schluckner C. et al. Development and application of a numerically efficient model describing a rotary hearth furnace using CFD. *Energy*. – 2019. – Vol. 180. – P. 79–89. DOI: 10.1016/j.energy.2019.04.091.
4. Shcherbyna V. Yu., Shvachko D. H. Pidvyshchennia enerhoefektyvnosti obertovykh teplovykh ahrehativ [«Increasing the Energy Efficiency of Rotary Thermal Units»]. *Vcheni Zapysky Tavriiskoho Natsionalnoho Universytetu imeni V. I. Vernadskoho. Seriya: Tekhnichni Nauky [Scientific Notes of V. I. Vernadsky Taurida National University. Series: Technical Sciences]*. – 2018. – Issue 29 (68). – N 4. – P. 2. – P. 68–72.
5. Benslimane A., Methia M. Stress analysis of rotating thick-walled nonhomogeneous sphere under thermomechanical loadings/ *Forces in Mechanics*. – 2023. – Vol. 11. – P. 100183. DOI: 10.1016/j.finmec.2023.100183.
6. Kuzio I. V., Dziubyk L. V. Vplyv polozhennia heometrychnoi osi na mitsnist' obertovykh ahrehativ [«Effect of Geometric Axis Position on the Strength of Rotary Units»]. *Visnyk Natsionalnoho Universytetu «Lvivska Politekhnikha» [Bulletin of the National University «Lviv Polytechnic»]*. – 2007. – N 588, Dynamics, Strength, and Design of Machines and Devices. – P. 53–57.
7. Kuzio I. V., Dziubyk L. V., Yefremov I. Rozrakhunok pruzhnykh deformatsii opor ta tochnist' diahnostuvannia obertovykh pechei [«Calculation of Elastic Deformations of Supports and the Accuracy of Rotary Kiln Diagnostics»]. *Zbirnyk Naukovykh Prats: Haluzeve Mashynobuduvannia, Budivnytstvo [Collection of Scientific Works: Industrial Engineering, Construction]*. – 2009. – Vol. 3. – Issue 3(25). – P. 135.
8. Kuzio I. V., Dziubyk L. V. Doslidzhennia peremishchen v pererizi opornoho vuzla tsementnoi pechi [«Investigation of Displacements in the Section of the Cement Kiln Support Unit»], *11 Mizhnarodnyi Sympozium Ukrainskykh Inzheneriv-Mekhanikiv u Lvovi: Tezy Dopovidei [11th International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv: Abstracts]*. – 2013. – P. 74–75.