

УДК 621.5:62-97/-98

Ощипок І. М.,
him1960@ukr.net, ORCID ID: 0000-0002-5427-3376,
Researcher ID F-4641-2019,
д.т.н., проф., завідувач кафедри харчових технологій,
Львівський торговельно-економічний університет, м. Львів

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЦИЛІНДРО-ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ КОМПРЕСОРНИХ МАШИН ХАРЧОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Анотація. У статті розглянуто основні напрями підвищення енергоефективності систем подачі повітря в цехи харчових підприємств, удосконалення найбільш поширених поршневих компресорів. Показано, що зменшення навантаження супроводжується прогресуючим зниженням механічного коефіцієнта корисної дії ККД, причому тим різкіше, чим нижче рівень механічного ККД за повного навантаження. Розроблено метод оцінювання показників надійності експлуатації компресорів через ефективний коефіцієнт корисної дії в умовах виробництва харчових підприємств, що базується на основі прогресивної стратегії обслуговування за реальним технічним станом циліндро-поршневої групи. Доведено, що втрати на тертя між скіртом (спідницею) поршня і гільзою циліндра є важливим напрямом зниження механічних втрат і підвищення паливної економічності. Незначне зниження механічних втрат приводить до помітної економії енергозатрат. Розраховано відносну величину механічного ККД залежно від навантаження. Показано розподіл складових частин механічних втрат по вузлах і агрегатах компресора. Показано вплив навантаження на підвищення механічного ККД за зменшення механічних втрат на 10% за повного навантаження й вихідного рівня механічного ККД 0,8. Зменшення механічних втрат на 10% викликає зростання механічного ККД на 2%, за малого навантаження механічний ККД збільшується на 7–8%, тому заходи навіть за відносно невеликого зниження механічних втрат дають відчутний ефект у підвищенні механічного ККД, отже, енергетичної економічності компресора. Цей ефект посилюється за ступенем зниження навантаження під час роботи компресора в зоні режимів, властивої експлуатації. Встановлено, що на трибоспряження «поршень – циліндр» припадає до 22,4% від усіх механічних втрат сучасного компресора. Простежено етапи формування скірту поршня. Запропоновано застосувати симетричний одноопорний поршень, у якого овальний у поперечному перерізі скірт складається з верхньої і нижньої частин з різним профілем. У верхній частині більший і менший діаметри овалів рівномірно збільшуються в напрямку від камери стиснення, а в нижній частині збільшується менший діаметр овалу, більший залишається постійним. В результаті цього на скірті утворюються контактні поверхні трапецієподібної форми. Завдяки більшій ширині контактних поверхонь зростає зносостійкість і зменшується рівень шуму.

Ключові слова: харчова промисловість, поршень, скірт, компресор, ККД, енергоспоживання.

Oschypok I. M.,
him1960@ukr.net, ORCID ID: 0000-0002-5427-3376,
Researcher ID F-4641-2019,
Doctor of Engineering, Professor, Head of the Department of Food Technologies,
Lviv University of Trade and Economics, Lviv

IMPROVEMENT OF THE DESIGN OF THE CYLINDER-PISTON GROUP OF COMPRESSOR MACHINES OF THE FOOD INDUSTRY

Abstract. The main directions of energy efficiency increase of air supply systems in production premises of food enterprises as well as of improvement of the most widespread reciprocating compressors are considered in the article. It is shown that the reduction of the load is accompanied by a progressive decrease in the mechanical coefficient of performance, and when it decreases sharper the lower the level of mechanical coefficient of performance at full load. A method for assessing the reliability of compressors operation considering the coefficient of performance in the production conditions of food enterprises, based on a progressive service strategy according to the real technical condition of the cylinder-piston group is developed. It is proved that

the friction losses between the piston skirt and the cylinder cartridge case are an important way to reduce mechanical losses and increase efficiency. A slight reduction in mechanical losses leads to significant savings in energy consumption. The relative value of mechanical coefficient of performance depending on the load is calculated. The distribution of components of mechanical losses by parts and units of the compressor is shown. The influence of load on the increase of mechanical coefficient of performance while reducing mechanical losses by 10%, at full load and initial level of 0.8 mechanical coefficient of performance is shown. Reduction of mechanical losses by 10% causes an increase in mechanical coefficient of performance by 2%, at low load mechanical coefficient of performance increases by 7–8%. Therefore, measures even with a relatively small reduction in mechanical losses give a tangible effect in increasing the mechanical coefficient of performance and, consequently, the energy efficiency of the compressor. This effect is enhanced as the load decreases during operation of the compressor in the area of modes inherent in operation. It is determined that the tribo conjugation “piston – cylinder” accounts for up to 22.4% of all mechanical losses of a modern compressor. The stages of piston skirt formation are traced. It is proposed to use a symmetrical single-support piston, in which the oval cross-section of the skirt consists of upper and lower parts with different profiles. In the upper part, the larger and smaller diameters of the ovals increase evenly in the direction from the compression chamber, and in the lower part, the smaller diameter of the oval increases, and the larger one remains constant. As a result, trapezoidal shape contact surfaces are formed on the skirt. Due to the greater width of the contact surfaces, wear resistance increases and noise level decrease.

Key words: food industry, piston, skirt, compressor, coefficient of performance, energy consumption.

JEL Classification: L62, L91, O21, R49.

DOI: <https://doi.org/10.36477/2522-1221-2021-26-07>

Постановка проблеми. В енергетичних системах і машинах основа енергозбереження складається з планомірного вжиття комплексу технічних і технологічних заходів та оптимальності енергоспоживання їх окремих елементів на системному рівні, тому слід упорядковувати енергоспоживання об'єктами енергосистеми. Отримані заощадження на оплаті споживаних енергетичних ресурсів варто спрямовувати перш за все на створення науково обґрунтованих припущень для проведення цілеспрямованих енергетичних обстежень із подальшим вжиттям технічних та технологічних заходів щодо енергозбереження.

З огляду на сучасні загрози в енергетичній сфері основними напрямками реформування промисловості України мають стати системні структурні зрушення одночасно у всіх сферах енергетичної політики, таких як енергозбереження, диверсифікація та оптимізація енергопостачання, збільшення в енергетичному балансі частки альтернативних джерел енергії. Висока енергомісткість валового внутрішнього продукту України, що майже у три рази перевищує середній рівень енергоємності країн світу, є наслідком суттєвого відставання галузей економіки від світових стандартів енергоспоживання. При цьому Україна має один із найбільших у світі потенціал енергозбереження, зазначається

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В програмі [1] зазначається, що для харчо-

вої промисловості та торгівлі доцільно організувати випуск нових видів технологічного та допоміжного обладнання, зокрема холодильного обладнання, компресоробудування та виробництва вакуумної техніки, пневмоінструментального оснащення.

Огляд патентів показав, що сучасний етап у профілізації скірту (спідниці) поршня характеризується спробами створити такий його профіль, який дасть змогу забезпечити мінімальні втрати на тертя, самоустановку поршня щодо пальця без контакту верхньої частини поршня з гільзою циліндра, враховує несиметричність навантаження різних сторін скірту. Для цього вже недостатньо просто максимально знизити площу скірту без виникнення задирів, адже необхідно враховувати розподіл товщини і тисків у масляному шарі за профілем скірту.

Компримування повітря на харчових підприємствах належить до високозатратних технологій. Це пояснюється не лише великими питомими витратами у собівартості продукції, що випускається, але й низьким коефіцієнтом корисного використання електричної потужності. Останній визначається ККД компресорних установок, витратами електроенергії на допоміжні потреби, викидом тепловиділень системи охолодження повітря й мастила, охолодженням стисненого повітря та витоками у пневмережі і, нарешті, нераціональним використанням повітря безпосередньо в цехах.

Основними особливостями кінематики циліндро-поршневої групи (ЦПГ) є реверсивний характер і змінні швидкості руху поршня щодо циліндра (з досягненням максимуму приблизно в кінці ходу поршня і нуля в мертвих точках кривошипно-шатунного механізму (КШМ)). Це обумовлює існування кількох режимів змащування в сполученні «поршень – циліндр», що змінюють один одного. Згідно з даними численних джерел, частка режимів тертя скірту поршня щодо часу робочого циклу в компресорі має такі показники: гідродинамічний – 52%, граничний – 9%, змішаний (на деяких ділянках – гідродинамічний, на деяких ділянках – граничний) – 39% [3]. При цьому гідродинамічний режим тертя присутній в основних режимах роботи компресора. З цієї причини більшість дослідників вважає режим тертя в сполученні скірта «поршня – гільза» циліндра гідродинамічним [4; 5; 6]. Натирання на скіртах поршнів свідчить про порушення суцільності масляного шару, це можна розцінювати як виняток, що свідчить про невдалу конструкцію скірту поршня [7; 8].

Постановка завдання. Метою статті є розроблення методу оцінювання показників надійності експлуатації компресорів через ефективний коефіцієнт корисної дії в умовах виробництва харчових підприємств, що базується на основі прогресивної стратегії обслуговування за реальним технічним станом ЦПГ. Зниження втрат на тертя між скіртом поршня й гільзою циліндра є важливим напрямом зниження механічних втрат і підвищення енергетичної економічності. Незначне зниження механічних втрат приводить до помітної економії енергозатрат, тому оптимізація профілю скірту поршня для зниження механічних втрат є актуальним завданням.

У зв'язку з жорсткістю вимог до економічності поршневих компресорів харчових виробництв проблема їх енергетичної ефективності стає все більш нагальною.

Виклад основного матеріалу дослідження. Економічні показники характеризуються енергетичними, матеріальними, трудовими та іншими видами витрат. Розглянуто конструктивні особливості ЦПГ задля виявлення джерела найбільших втрат. Відмови деталей і вузлів можуть бути поступовими й раптовими. Перші

характеризуються поступовою зміною одного чи декількох функціональних параметрів стану деталі або вузла до граничної величини, другі – стрибкоподібною миттєвою зміною параметрів до граничної величини. Такі відмови не викликають додаткових енергетичних витрат, але вимагають трудових і матеріальних затрат на їх відновлення чи заміну. До раптових відмов належать відмови в механізмі передачі енергії. Поступові відмови можуть бути спричинені як зносом, так і пластичною деформацією елементів. До таких належать відмови в робочому органі. Вони реалізуються у вигляді витоків і перетоків перекачуваного газу. Витоками називають непоправні втрати робочого тіла, поправні ж втрати робочого тіла називають перетоками. Витоки в циліндрі виникають у результаті утворення нещільностей у штоковому ущільненні. Перетоки виникають з нагнітального трубопроводу в циліндрову порожнину через нещільності в нагнітальних клапанах; з циліндрової порожнини у всмоктувальний трубопровід через нещільності у всмоктувальних клапанах. Відмови в робочих органах типу «витоки – перетоки» можуть досягати 100% масової подачі циліндрової порожнини, тоді як для справної циліндрової порожнини вони не перевищують 5–10%. Витоки й перетоки забирають частину енергії, що витрачається на перекачування газу, тому є джерелом енергетичних втрат. Для оцінювання відносного внеску таких втрат необхідно із загальних експлуатаційних витрат виділити втрати, що залежать від технічного стану ЦПГ.

Основні напрями підвищення енергоефективності систем подачі повітря (газу) на харчових підприємствах покажемо на рис. 1.



Рис. 1. Основні напрями підвищення енергоефективності систем подачі повітря

Експлуатаційна витрата енергії залежить від економічності роботи приводу поршневого компресора в характерних експлуатаційних режимах і тривалості його роботи в цих режимах. Компресор, розвиваючи деяку потужність на одному з експлуатаційних режимів, може мати різні значення ефективного коефіцієнта корисної дії (ККД) η_e , що визначається добутком індикаторного ККД η_i і механічного ККД η_m .

Механічний ККД може змінюватися від 0,70 до 0,85 за номінального режиму роботи до нуля на холостому ходу. Індикаторний же ККД нагнітальної пари «поршень – циліндр» під час зміни навантаження змінюється в більш вузькому інтервалі значень, тому вплив η_m на ефективний ККД і, отже, на економічність енергозатрат компресора є визначальним.

Механічний ККД, відповідно до виразу, залежить від ефективної потужності N_e і потужності механічних втрат N_m :

$$\eta_e = \frac{N_e}{N_e + N_m}, \quad (1)$$

де N_e – ефективна потужність, кВт; N_m – потужність механічних втрат, кВт.

Розділивши чисельник і знаменник виразу (1) на потужність компресора в режимі повного навантаження (індекс «0»), отримаємо формулу для визначення виразу механічного ККД від навантаження:

$$\eta_m = \frac{\dot{N}_e}{\dot{N}_e + \frac{N_m}{N_{e0}}}$$

або

$$\eta_m = \frac{\dot{N}_e}{\dot{N}_e + \frac{1}{\eta_{m0}} - 1} = \eta_{m0} \frac{\dot{N}_e}{1 - \eta_{m0}(1 - \dot{N}_e)}$$

де $\dot{N}_e = N_e/N_{e0}$ – відносна величина навантаження.

Звідси випливає таке:

$$\dot{\eta}_m = \frac{\dot{N}_e}{1 - \eta_{m0}(1 - \dot{N}_e)}, \quad (2)$$

де $\dot{\eta}_m = \eta_m/\eta_{m0}$ – відносна величина механічного ККД.

Результати розрахунків за формулою (2), наведені на рис. 2, свідчать про те, що зменшення навантаження супроводжується прогресуючим зниженням механічного ККД, причому тим різкіше, чим нижче рівень механічного ККД за повного навантаження η_{m0} . Так наприклад, зменшення навантаження в десять разів від повного ($N_e = 0,1$) за $\eta_{m0} = 0,7$ викликає зниження механічного ККД в чотири рази, за $\eta_{m0} = 0,8$ – в три рази, а за $\eta_{m0} = 0,9$ – тільки в два рази.

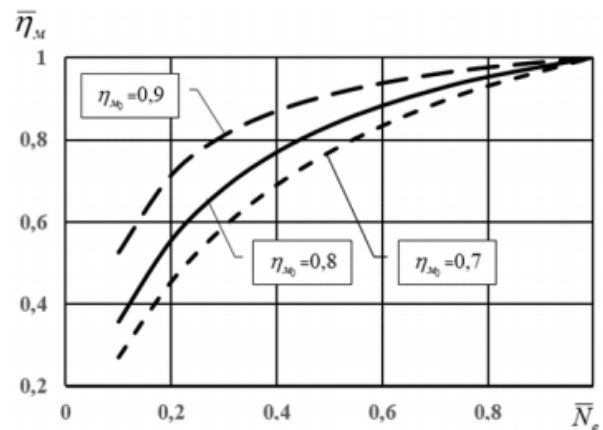


Рис. 2. Відносна величина механічного ККД залежно від навантаження

Знайдемо повний диференціал механічного ККД за формулою (1), де аргументами будуть відносне навантаження \dot{N}_e і потужність механічних втрат N_m . Розділивши складові частини $d\eta_m$ на η_m , отримаємо такі формули для визначення відносної зміни механічного ККД:

$$\delta\eta_m = K (\delta N_e - \delta N_m), \quad (3)$$

$$K = \frac{N_m}{N_e + N_m} = \frac{Z}{\dot{N}_e + Z} = \frac{1 - \eta_{m0}}{1 - \eta_{m0}(1 - \dot{N}_e)}, \quad (4)$$

де $\delta\eta_m = d\eta_m / \eta_m$ – відносна зміна механічного ККД; K – коефіцієнт впливу навантаження й потужності механічних втрат на відносну зміну механічного ККД; $Z = \frac{N_m}{N_{m0}}$ – коефіцієнт потужності механічних втрат; $\delta N_e = dN_e / N_e$ – відносна зміна ефективної потужності; $\delta N_m = \frac{dN_m}{N_m}$ – відносна зміна потужності механічних втрат.

На режимах малих навантажень, близьких до холостого ходу ($N_e \rightarrow 0$), коефіцієнт впливу K дорівнює одиниці, а за повного навантаження ($N_e = 1$) коефіцієнт впливу $K = 1 - \eta_{m0}$. У сучасних циліндричних компресорах 0,8–0,85, а на режимах малих навантажень коефіцієнт впливу K дорівнює 0,15–0,2. Отже, за малих навантажень однакове відносне зменшення потужності механічних втрат викликає в 4–6 разів більше підвищення механічного ККД, ніж у режимі повного навантаження.

На рис. 3 як приклад показано вплив навантаження на підвищення механічного ККД за зменшення механічних втрат на 10%. Так, якщо за повного навантаження й вихідного рівня механічного ККД 0,8 зменшення механічних втрат на 10% викликає зростання механічного ККД на 2%, то за малого навантаження η_m збільшується вже на 7–8%, тому заходи навіть за відносно невеликого зниження механічних втрат дають від-

чутний ефект у підвищенні механічного ККД і, отже, енергетичної економічності компресора. Цей ефект посилюється за ступенем зниження навантаження під час роботи компресора в зоні режимів характерної експлуатації.

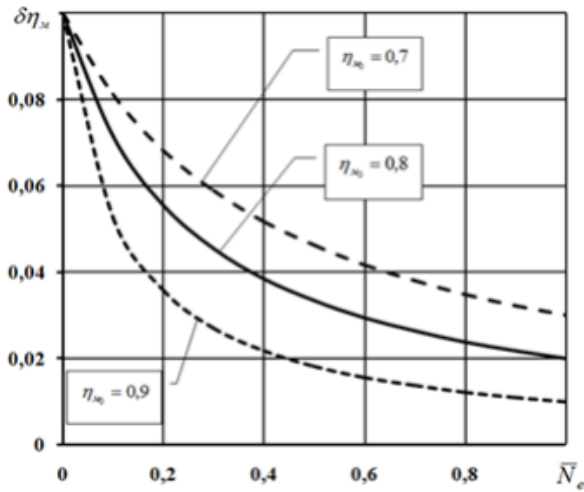


Рис. 3. Вплив навантаження на підвищення механічного ККД за зменшення механічних втрат на 10%

Розглянемо баланс механічних втрат у компресорі. Основний внесок (до 56%) здійснюють втрати в ЦПГ (рис. 4) і втрати на тертя в кривошипно-шатунному механізмі (КШМ) (до 24%), на газобмін (14%), газорозподільний механізм (6%).

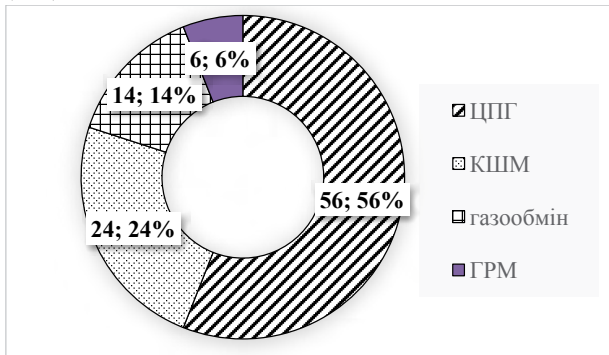


Рис. 4. Розподіл складових частин механічних втрат по вузлах і агрегатах компресора

Тертя в ЦПГ створюється поршневими кільцями й скіртом (спідницею) поршня. За статистичними даними, втрати на тертя в ЦПГ сучасних компресорів розподіляються між парами тертя «кільця – циліндр» і «скірт поршня – циліндр» у співвідношенні три до двох. Приймаючи, що втрати на тертя в ЦПГ складають майже 3/4 від усіх механічних втрат, а також вважаючи, що зі втрат в ЦПГ до 40% припадають на скірт поршня, отримуємо, що на трибоспряження «поршень –

циліндр» припадає до 22,4% ($0,56 \times 0,4$) від усіх механічних втрат сучасного компресора.

За останні десятиліття досягнуто значного прогресу щодо зниження тертя між кільцями й гільзою завдяки антифрикційним покриттям, зниженню висоти кілець, застосуванню бочкоподібних профілів кілець і зниженню питомого тиску кілець.

У підходах до форми й розмірів скірту поршня можна простежити кілька етапів. Якщо в першій половині ХХ століття тертя в кільцях, то тепер воно нижче навіть з огляду на значне зменшення тертя від поршневих кілець.

На першому етапі форма скірту була циліндричною або конічною (для компенсації теплових розширень). Для забезпечення гідродинамічного режиму змащування було необхідне додаткове маслоснімне кільце внизу скірту, що запобігає витіканню масла з-під нижньої кромки (рис. 5).



Рис. 5. Поршень з нижнім маслоснімним кільцем

Зниження маси поршня приводило до зменшення сил інерції та навантажень, діючих на підшипники колінчастого валу. Це дало змогу знизити втрати на тертя в таких підшипниках.

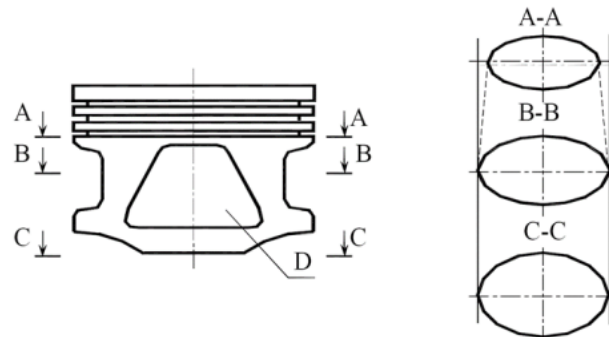


Рис. 6. Одноопорний симетричний поршень зі змінною овальністю по висоті: (А-А) – перетин поршня по верху скірту; (В-В) – те ж саме в площині осі поршневого пальця; (С-С) – те ж саме по низу скірту; D – контактна поверхня на скірті

Розглянемо конструкції поршнів зі змінною овальністю по висоті для зменшення витрати мастила. Запропоновано симетричний одноопорний поршень, у якого овал у поперечному перерізі скірту складається з верхньої та нижньої частин із різним профілем. У верхній частині більший і менший діаметри овалів рівномірно збільшуються в напрямку від камери стиснення, а в нижній частині збільшується менший діаметр овалу, а більший залишається постійним. В результаті цього на скірті утворюються контактні поверхні трапецієподібної форми (рис. 6). Завдяки більшій ширині контактних поверхонь зростає зносостійкість і зменшується рівень шуму.

Висновки і перспективи подальших досліджень у цьому напрямі. Величину енергетичних втрат, що спричинені зміною технічного стану вузлів компресорних циліндрів, однозначно визначити важко. Оцінити ж поточний технічний стан вузла без його розбирання й визначити енергетичні втрати можна з використанням методів технічної діагностики, тому питання діагностування стану компресорних циліндрів в умовах харчового виробництва слід розглядати як одну з ланок енергоефективності процесу подачі відповідного газу на забезпечення технологічного процесу. Розрахунки показують, що в системах без утилізації коефіцієнт використання енергії на вході до споживача становить 10–15%. Якщо до цього додати неминучі втрати газу у внутрішньо-цехових мережах і в приймачах газу, то ця величина буде ще меншою. Очевидно, що проблема енергозбереження під час стиснення повітря (газу) є дуже гострою і має за кінцеву мету підвищення експлуатаційної надійності компресорів та зменшення втрат на тертя в ЦПП.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Про затвердження Державної програми розвитку внутрішнього виробництва : Постанова КМ України від 12 вересня 2011 р. № 1130. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1130-2011-%D0%BF#Text>.
2. Бродянский В.М., Верхивкер Г.П., Карчев Я.Я. Эксергетические расчеты технических систем : справочное пособие. Киев : Научная мысль, 1991. 361 с.
3. Саприкін С.О., Олійник Ю.А., Грудз В.Я., Бегін С.В. Математична модель визначення надій-

ності компресорної установки. *Нафтогазова галузь України*. 2017. № 5. С. 20–24.

4. Barkalov A., Titarenko L., Mazurkiewicz M. Foundations of Embedded Systems. Springer Nature Switzerland, 2019. 180 p.

5. Москаленко В.В. Системы автоматизированного управления электропривода. Вологда : Инфра-Инженерия, 2016. 208 с.

6. Fan Xiacong. Real-Time Embedded Systems: Design Principles and Engineering Practices. Newnes (Elsevier), 2015. 654 p.

7. Gordon-Ross A., Munir A., Ranka S. Modeling and Optimization of Parallel and Distributed Embedded Systems. New York : John Wiley & Sons Inc., 2016. 510 p.

8. Hassan M.H. Microprocessors and Microcomputers. 2nd ed. Amazon Digital Services LLC, 2018. 564 p.

REFERENCES:

1. Pro zatverdzhennia Derzhavnoi prohramy rozvytku vnutrishn'oho vyrobnytstva : Postanova KM Ukrainy vid 12 veresnia 2011 r. № 1130, available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1130-2011-%D0%BF#Text>.

2. Brodianskyj, V.M., Verkhyvker, H.P. and Karчев, Ya.Ya. (1991), Ekserhetycheskye raschety tekhnicheskikh system: Spravochnoe posobyie. Kyiv : Naukova dumka, 361 s.

3. Saprykin, S.O., Olijnyk, Yu.A., Hrudz, V.Ya. and Behin, S.V. (2017), Matematychna model' vyznachen-nia nadijnosti kompresornoj ustanovky, *Naftohazova haluz' Ukrainy*, № 5, s. 20–24.

4. Barkalov A., Titarenko L. and Mazurkiewicz M. (2019), Foundations of Embedded Systems. Springer Nature Switzerland, 180 p.

5. Moskalenko, V.V. (2016), Systemy avtomatyzyrovannoho upravlenyia elektropryvoda, *Ynfra-Ynzheneryia*, Volohda, 208 p.

6. Fan Xiacong (2015), Real-Time Embedded Systems: Design Principles and Engineering Practices. Newnes (Elsevier), 654 p.

7. Gordon-Ross A., Munir A. and Ranka S. (2016), Modeling and Optimization of Parallel and Distributed Embedded Systems, John Wiley & Sons Inc., New York, 510 p.

8. Hassan, M.N. (2018), Microprocessors and Microcomputers, 2nd ed, Amazon Digital Services LLC, 564 p.

Стаття надійшла до редакції 11.05.2021