

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ



ВІСНИК

**Східноукраїнського
національного університету
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

**№ 3 (283)
2024**

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

Київ 2024

ТЕХНІЧНІ НАУКИ

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-5-13>

УДК 004.932

ГЕОМЕТРИЧНІ ОЗНАКИ ПЕРФОРАЦІЙНОГО МАРКЕРА ТА ЇХ СТІЙКІСТЬ ДО ПЕРЕШКОД

Логунів О.М.

GEOMETRIC SIGNS OF PUNCHED MARKER AND THEIR RESISTANCE TO OBSTRUCTION

Logunov O.M.

Показана сфера застосування перфораційних маркерів – системи управління якістю продукції виробництв, що використовують сировину біологічного походження та механічну, термічну та хімічну обробку виробів, під час якої може видалятися зовнішній шар матеріалу разом з маркуванням, а також значно змінюватися оптичні характеристики поверхні виробів. Розглянуто специфічного вигляду маркер, який використовується у шкіряному виробництві. Розглянуто спосіб визначення орієнтації під час розпізнавання за допомогою геометричних ознак. Отримано вирази для визначення геометричних і моментних ознак, які використовуються під час розпізнавання зображення маркера, а саме координат центра ваги та значення осьових моментів інерції. Проведено комп'ютерний експеримент, в результаті якого отримано графіки розподілу кута повороту головної центральної осі з мінімальним моментом інерції відносно базового ряду маркера специфічного вигляду та графіки розподілу моментів третього порядку щодо головних центральних осей інерції. Аналіз обраних геометричних і моментних ознак показав, що вплив окремих похибок визначення координат центрів отворів нівелюється й не спричиняє істотного впливу на їхні значення. Обґрунтовано вибір геометричних і моментних ознак для визначення орієнтації маркера. Для перевірки впливу на моментні ознаки похибок нанесення отворів та деформації маркерної матриці при обробці виробів було виконано експеримент з використанням 958 зображень маркування, отриманих на прототипі в реальних умовах виробництва. Проводилося розпізнавання та декодування маркерів, визначалися координати центрів всіх отворів та

розраховувалися моментні ознаки для зображеного маркера і для того ж маркера, але без спотворень сітки розташування отворів. Побудовано гістограми розподілу відстаней між рядами отворів та нормованого відхилення центрів отворів від вузлів сітки. Побудовано таблицю розкиду геометричних характеристик маркерів за результатами експериментальної обробки тестової партії. Показано, що розподіл відхилення отворів від вузлів координатної сітки має нормальний характер. **Ключові слова:** перфораційний маркер, геометричні моменти, розпізнавання, ідентифікація, ознака.

Вступ. Індивідуальна ідентифікація виробів на всіх стадіях обробки вважається одним з способів включення механізмів економічної зацікавленості, технологічної відповідальності та збільшення достовірності інформації, що використовується в автоматизованій системі управління підприємством (АСУП), що зрештою дає значне покращення якості продукції. Системи ідентифікації виробів є невід'ємним елементом системи керування якістю.

Найбільшого поширення для маркування отримали штрих-коди. Останнім часом поширюється застосування двовимірних кодів, або 2-D кодів, щільність запису інформації в яких значно вищі. Технологія їх застосування відпрацьовано. Коди стандартизовані. Разом з тим, трапляються випадки, коли застосування штрих-кодів та двовимірних матричних кодів неможливо чи невигідно, і найкращими є

маркери, що складаються з певним чином розташованих отворів, так звані перфораційні. Маркери. Вони актуальні для виробництв, що використовують сировину біологічного походження та механічну, термічну та хімічну обробку виробів, під час якої може видалятися зовнішній шар матеріалу разом з маркуванням, а також значно змінюватися оптичні характеристики поверхні виробів.

Найбільш жорсткі умови мають місце при маркування шкір у шкіряному виробництві. Протягом обробки шкіри необхідно, щоб маркер зберігся під час будь-якої технологічної операції. Перфорація гарантує, що знак кодування не зникне навіть при двоїнні (поділі шкіри на дві половини по товщині), видаленні поверхневого шару матеріалу та інших способах обробки [1].

Метою статті є розгляд геометричних ознак перфораційного маркера, які використовуються автоматичною системою зчитування, та визначення їх стійкості до перешкод.

Засоби дослідження – математичне та комп'ютерне моделювання маркера.

Опис маркера. На основі попередніх досліджень [2] розглянуто маркер з використанням коду «2 із 5» з базовим і орієнтаційним рядами.

Геометричні моменти маркера та їх використання для визначення його орієнтації. Зручною та надійною системою ознак, що застосовується при розпізнаванні різних зображень, є геометричні моменти різних порядків, обчислені в прямокутній системі координат. Також до геометричних ознак

маркера відносяться координати центру тяжіння, положення головних центральних осей інерції та значення осевих моментів інерції [3]. Загальний вираз для обчислення моментів маркера за умови, що отвори вважаються точковими елементами, має вигляд:

$$M_{ab} = \sum_{i=0}^k \sum_{j=0}^n z_{ij} x_{ij}^a y_{ij}^b \quad (1)$$

де a, b - порядок моменту; z - ознака наявності отвору в i, j позиції матриці (приймає значення 0 або 1); x_{ij}, y_{ij} – координати вузлів сітки, в якій наносяться отвори маркера.

Відправною точкою для побудови матриці при розпізнаванні маркера може бути центр ваги елементів маркування. Формула визначення координат центру ваги має вигляд [90]:

$$x_c = \frac{M_{10}}{M_{00}}, \quad y_c = \frac{M_{01}}{M_{00}} \quad (2)$$

Якщо ввести координатну систему маркера, яка має вісь x , поєднану з центрами отворів орієнтаційного ряду, а вісь y – базового, та прийняти відстань між стовпцями h_x і між рядками h_y , то значення x_c для будь-якого маркера однаково, і визначається як.

$$x_c = \frac{k(k+1)(m+1)h_x}{2[k(m+1)+n+1]} \quad (3)$$

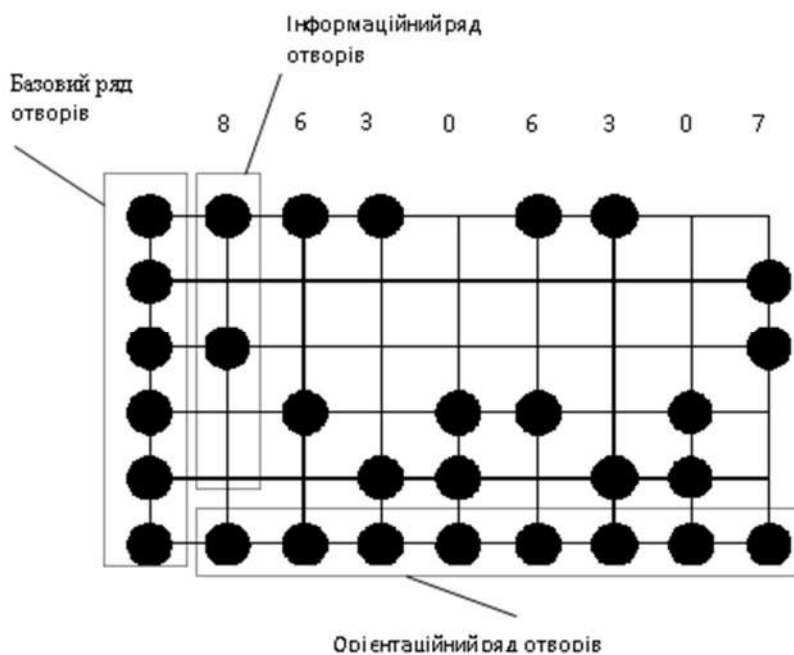


Рис. 1. Схема перфораційного маркера при використанні коду «2 із 5»

Координата x_c залежно від закодованого значення може бути в інтервалі від $x_{c \min}$ до $x_{c \max}$:

$$y_{c \min} = \frac{[n(n+1) + km(1+m)]h_y}{2[k(m+1) + n+1]},$$

$$y_{c \max} = \frac{[n(n+1) + km(1+2n-m)]h_y}{2[k(m+1) + n+1]}.$$

Наступними опорними ознаками щодо положення базового ряду отворів можуть бути основні моменти інерції маркера і положення основних центральних осей [4]. Головні центральні осі проходять через центр ваги та повернені на кут α щодо орієнтаційного ряду маркера

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{M_{C11}}{M_{C20} - M_{C02}},$$

$$M_{Cab} = \sum_{i=0}^{M_{00}-1} (x_i - x_c)^a (y_i - y_c)^b$$

Розрізнити головні центральні осі для довільного положення маркера можна за значеннями головних моментів, які набувають екстремальних значень:

$$M_{G \max/G \min} = \frac{M_{C20} + M_{C02}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{M_{C20} - M_{C02}}{2}\right)^2 + (M_{C11})^2}$$

$$M_{G \max/G \min} = \frac{M_{C20} + M_{C02}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{M_{C20} - M_{C02}}{2}\right)^2 + (M_{C11})^2}$$

Для визначення значущості геометричних ознак та їх розкиду в залежності від значення маркера був проведений аналіз усіх можливих конфігурацій маркера для $k=8, m=5, n=2$. Були знайдені всі вищезазначені геометричні параметри для всіх кодових комбінацій, визначено межі можливого знаходження центру ваги, побудовано гістограму розподілу кута повороту головної центральної осі інерції щодо орієнтаційного ряду отворів (рис. 1) і гістограма розподілу осьових моментів інерції третього порядку.

Ці граничні значення можуть використовуватися як додаткові перевіірочні параметри при розпізнаванні маркера.

Головні центральні осі використовуються для визначення орієнтації маркера, що розпізнається, так як головна центральна вісь з мінімальним значенням моменту інерції приблизно збігається у напрямку з орієнтаційним рядом отворів (рис. 2).

Розглянемо величини x_{c3} і y_{c3} , які є радіусами інерції третього порядку щодо головних осей, і можуть бути знайдені із співвідношень [2]:

$$(M_{30})_{G \max} = M_{00} (x_{C_3})^3,$$

$$(M_{03})_{G \min} = M_{00} (y_{C_3})^3$$

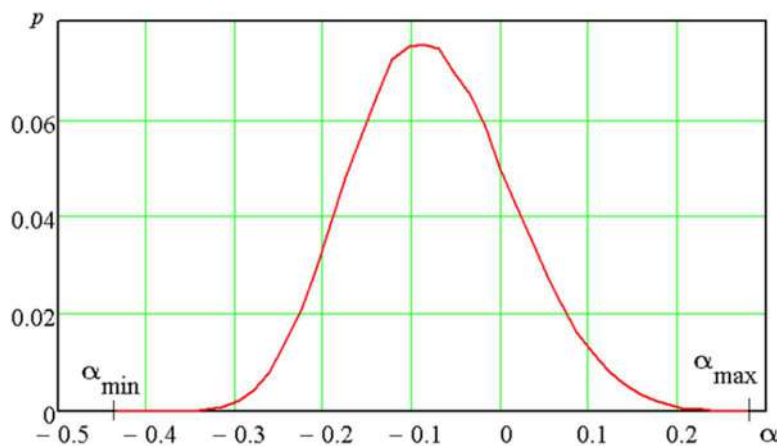


Рис. 2. Розподіл кута повороту (у радіанах) головної центральної осі з моментом $M_{G \min}$ щодо орієнтаційного ряду отворів перфораційного маркера

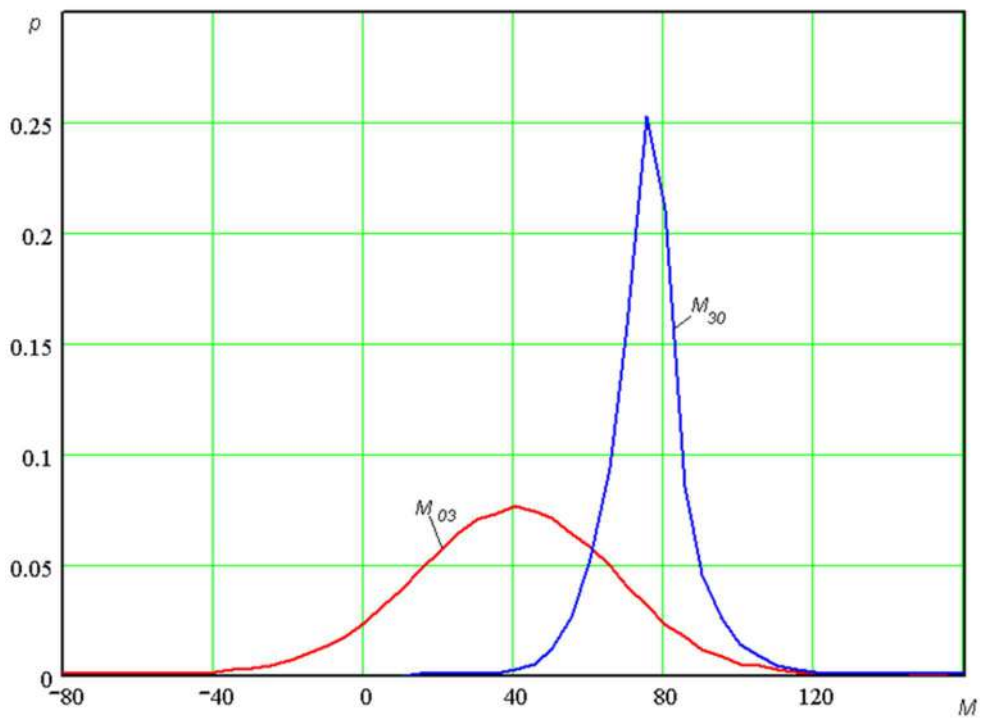


Рис. 3. Розподіл моментів третього порядку щодо головних центральних осей

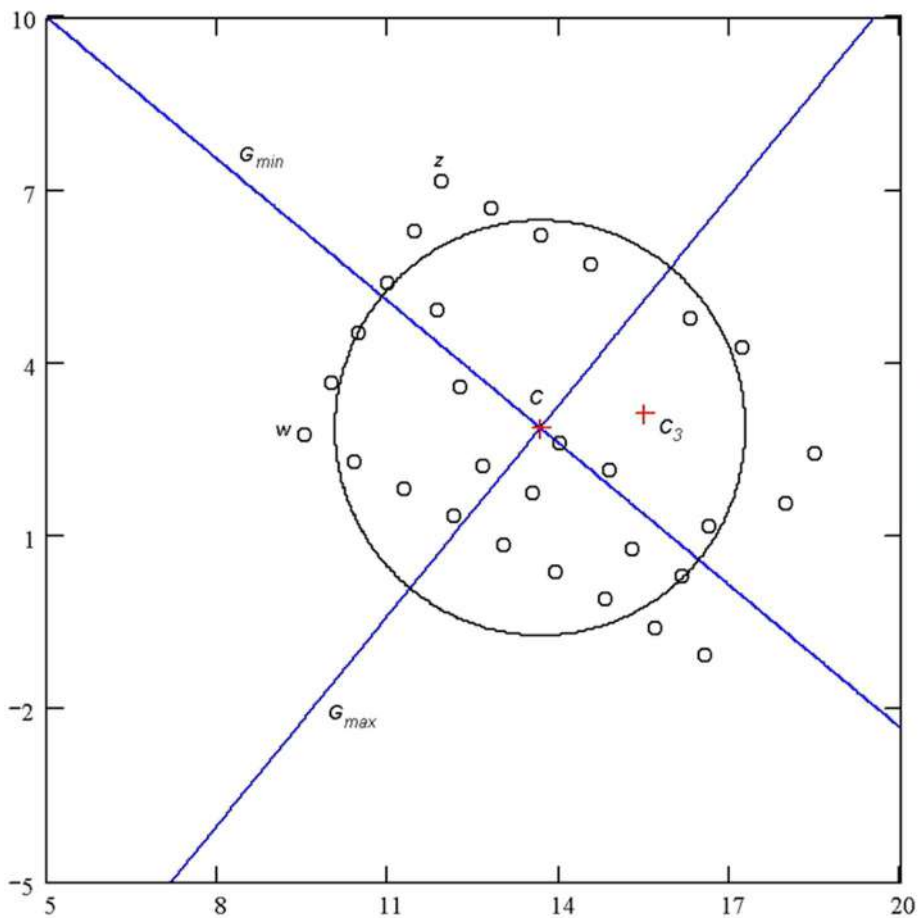


Рис. 4. Розташування центру ваги (точка C) та головних центральних осей G_{min} і G_{max} при довільному положенні перфораційного маркера (коло проведено радіусом x_c і визначає точку торкання базового ряду отворів)

У системі координат, що збігається зі положенням головних центральних осей, обирається точка C_3 координати якої визначаються як:

$$x_{C_3} = 3 \sqrt{\frac{(M_{30}) G_{\max}}{M_{00}}},$$

$$y_{C_3} = 3 \sqrt{\frac{(M_{03}) G_{\min}}{M_{00}}}$$

Відстань від центру ваги до базового ряду можна оцінити виразом (3). З гістограми (рис. 3) видно, що M_{30} завжди позитивний, отже, позитивним буде і значення x_{C_3} . Таким чином базовий ряд отворів маркера та точка C_3 завжди розташовані в різних напівплощинах, причому отвір, найбільш віддалений від точки C_3 , є одним із крайніх у базовому ряду. Це твердження було перевірено для всіх кодових комбінацій за схемою маркера з кодом «2 з 5» (рис. 5).

У той же час коло радіусу x_C з центром, розташованим у центрі ваги маркера, є дотичним до лінії центрів базового ряду. Таким чином, знаючи положення однієї з крайніх точок (w або z) базового ряду, можна провести дотичну та отримати лінію центрів базового ряду отворів (рис. 4). Отвори базового ряду розшукуються на цій лінії, починаючи від раніше знайденого крайнього z з використанням відомого кроку розташування отворів.

Рівняння прямої, що проходить через задану точку z з координатами x_z, y_z і дотичної до кола в точці A з координатами x_A, y_A (рис. 4):

$$y_A - y_z = k(x_A - x_z) \quad (4)$$

Координати точки A можна виразити через радіус кола R :

$$x_A = R \cdot \cos \alpha, y_A = R \cdot \sin \alpha \quad (5)$$

Підставив вирази (4) до рівняння (3) та врахуємо, що $k = \operatorname{tg} \beta$, а $\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha$.

Отримаємо

$$R = y_z \cdot \sin \alpha - x_z \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

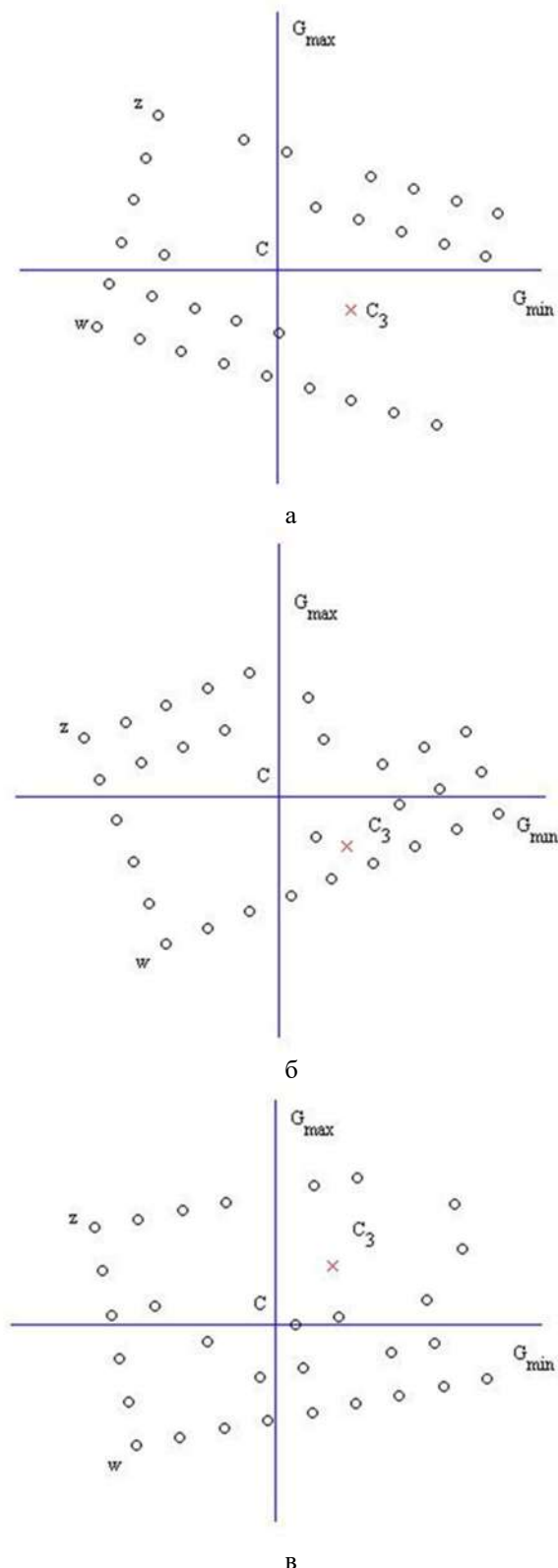


Рис. 5. Вплив кодового повідомлення маркера на розташування центру ваги та головних центральних осей. Показані екстремальні (а, б) та найбільш ймовірний (в) кути повороту осей щодо орієнтаційного ряду отворів

Замінімо в (6) $\sin \alpha = \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \gamma}{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}$,

$\cos \alpha = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \gamma}{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}$, та $\gamma = \alpha / 2$, отримаємо:

$$(R - x_z) \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma - 2 \cdot y_z \cdot \operatorname{tg} \gamma + (R + x_z) = 0 \quad (7)$$

Рішення рівняння (7) дає два корені:

$$\operatorname{tg} \gamma_{1,2} = \frac{y_z \pm \sqrt{x_z^2 + y_z^2 - R^2}}{R - x_z},$$

$$\alpha_{1,2} = 2 \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{y_z \pm \sqrt{x_z^2 + y_z^2 - R^2}}{R - x_z} \right).$$

Існування двох коренів рівняння (3.20) обумовлено тим, що з точки z можна провести дві дотичні до кола. Таким чином, із двох значень α вибирається те, що потрапляє в діапазон значень, наведений на рис. 2, що можна висловити умовою $\alpha_{\min} \leq \alpha \leq \alpha_{\max}$.

Остаточно, рівняння прямої, вздовж якої мають бути розташовані отвори базового ряду, має вигляд $y = (x - x_z) \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} - \alpha \right) + y_z$.

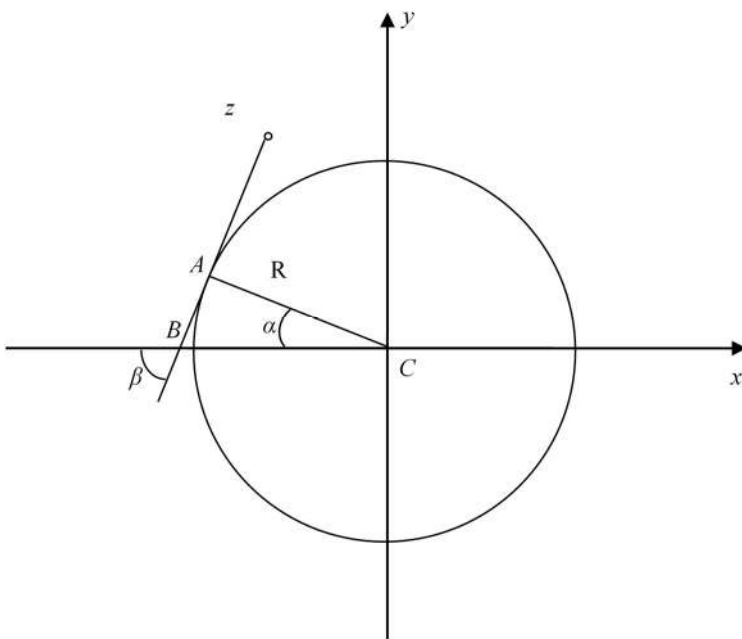


Рис. 6. Дотична до кола, проведена із заданої точки z

Якщо для побудови дотичної до кола використовувати координати точки w , то отримаємо ту саму пряму.

Стійкість до перешкод геометричних ознак маркера.

Аналізуючи формули (1) - (3) для отримання моментних ознак, маємо висновок, що вони використовують усереднення характеристик, при якому вплив окремих похибок визначення координат центрів отворів (через присутність перешкод на зображенні, спотворення форми отворів, нерівномірності освітлення та інше) нівелюється і не має істотно впливати на значення моментів інерції різних порядків.

Для перевірки впливу на моментні ознаки похибок нанесення отворів та деформації маркерної матриці при обробці виробів було виконано експеримент з використанням 958 зображень маркування, отриманих на прототипі в реальних умовах виробництва. Проводилося розпізнавання та декодування маркерів, визначалися координати центрів всіх отворів та розраховувалися моментні ознаки для зображеного маркера і для того ж маркера, але без спотворень сітки розташування отворів (табл. 1). Побудовано гістограми розподілу відстаней між рядами отворів (рис. 7) та нормованого відхилення центрів отворів від вузлів сітки (рис. 8).

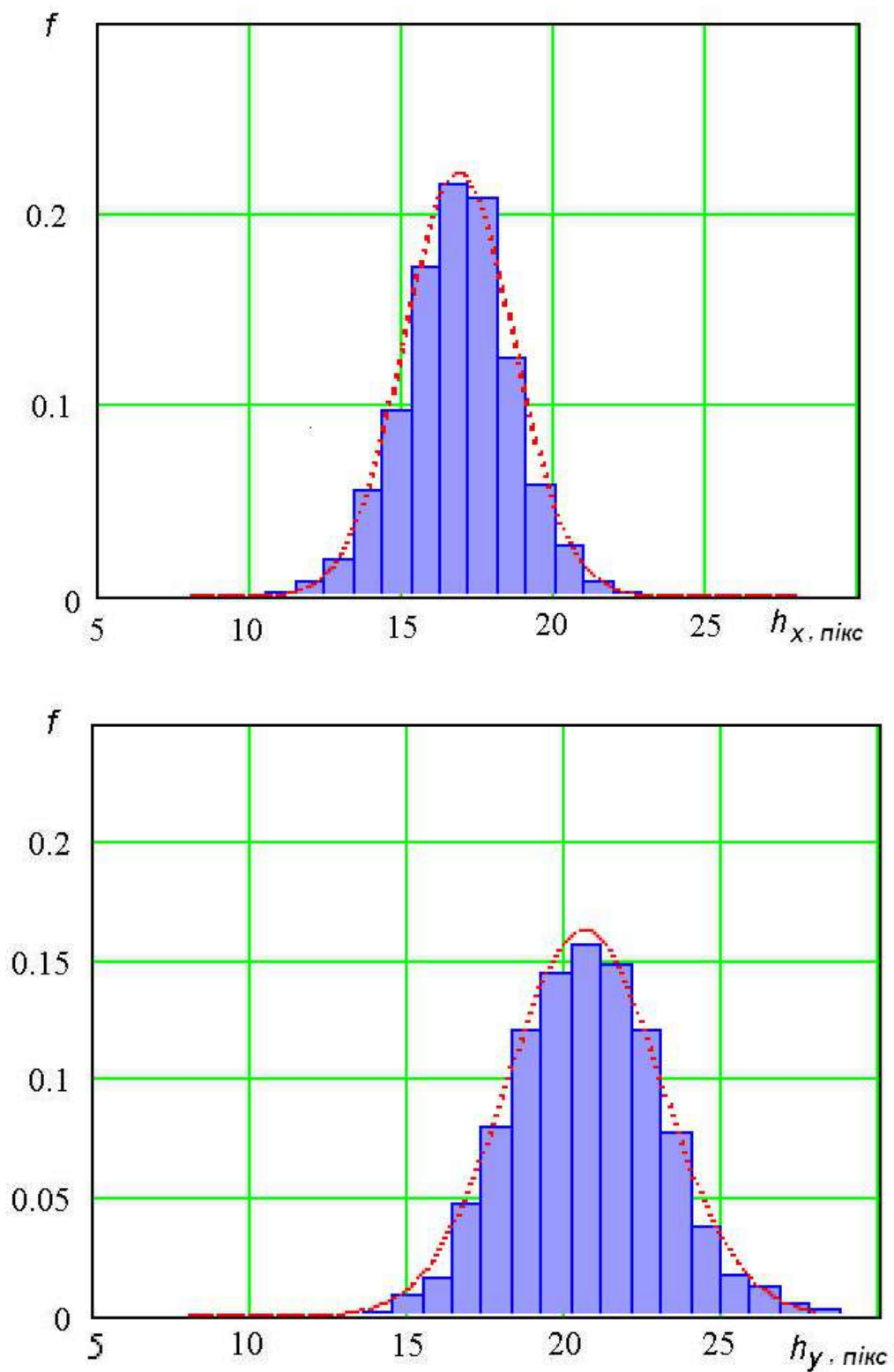


Рис. 7. Гістограми відстаней між отворами маркера в орієнтаційному h_x та у базовому h_y рядах у пікселях (пунктиром показано криву нормального розподілу з характеристиками: зліва $A_x=16,78$, $\sigma_x=1,83$; справа $A_y=20,64$, $\sigma_y=2,37$)

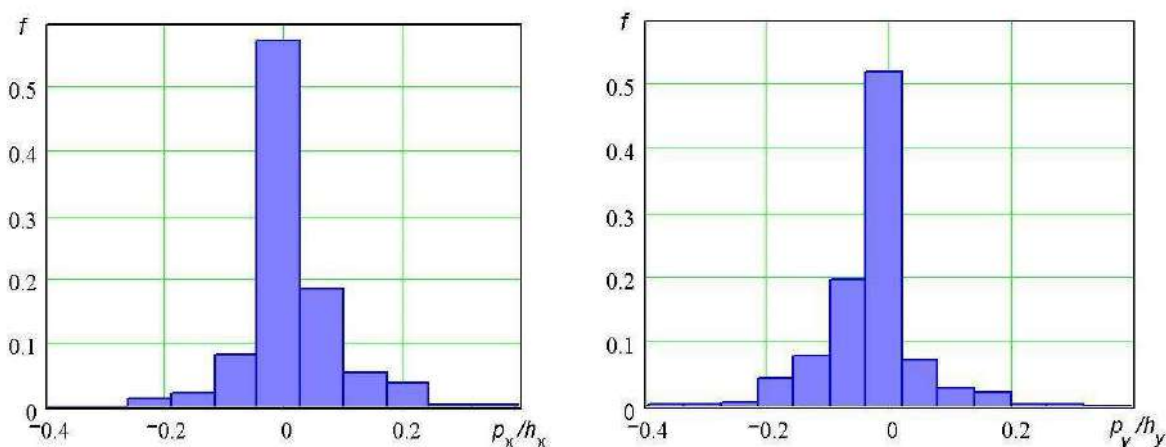


Рис. 8. Розподіл нормованого відхилення центрів отворів від вузлів сітки, заданої базовим та орієнтаційним рядами

Таблиця

Розкид геометричних характеристик маркерів за результатами експериментальної обробки тестової партії

Найменування ознаки	Середнє значення	Середньо-квадратичне відхилення
Відносна похибка координат X центру ваги	0,024	0,029
Відносна похибка координати Y центру ваги	0,035	0,054
Відносна похибка відстані між отворами за координатою X	0,0004	0,107
Відносна похибка відстані між отворами за координатою Y	0,0055	0,11
Нормоване відхилення центрів отворів від вузлів сітки за координатою X	$2,32 \cdot 10^{-5}$	0,1
Нормоване відхилення центрів отворів від вузлів сітки за координатою Y	0,00026	0,09
Відносна похибка моменту інерції другого порядку щодо осі X	0,19	0,062
Відносна похибка моменту інерції другого порядку щодо осі Y	-0,08	0,064

Результати статистичної обробки даних показують, що розподіл відхилення отворів від вузлів координатної сітки має нормальний характер.

Висновки. Визначено діапазон можливого положення центру ваги, граничні значення кута повороту головної центральної осі інерції щодо орієнтаційного ряду отворів, що дозволяє визначити орієнтацію маркера і положення базового та орієнтаційного рядів.

Література

1. Логунов А.Н. Распознавание перфорационного маркера в системе автоматизированной идентификации изделий / А. Н. Логунов, С. С. Ерошин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2007. № 4/2 (28). С. 60-65.
2. Логунов А.Н. Оптимизация кода маркера в системе автоматизированной идентификации

изделий /А.Н. Логунов, С.С. Ерошин // 36. наук праць Східноукраїнського нац. ун-ту ім. Володимира Даля. Технічні науки. Луганськ: вид-во Східноукр. нац. ун-та, 2004. С. 2633.

3. Федоров Є.Є., Нечипоренко О.В., Уткіна Т.Ю., Корпань Я. В. Ф 33 Моделі та методи комп'ютерних систем розпізнавання зорових образів : монографія / Є. Є. Федоров, О. В. Нечипоренко, Т. Ю. Уткіна, Я. В. Корпань. Черкаси : ЧДТУ, 2021. 482 с.

References

1. Lohunov A. N. Raspoznavanye perforatsyonnoho markera v systeme avtomatyzirovannoy ydentyfikatsyy yzdelyy / A. N. Lohunov, S. S. Eroshyn // Vostochno-Evropeyskyy zhurnal peredovykh tekhnolohyy. 2007. № 4/2 (28). S. 60-65. 2.
2. Lohunov A.N. Optymyzatsyya koda markera v systeme avtomatyziro-vannoy ydentyfikatsyy yzdelyy /A.N. Lohunov, S.S. Eroshyn // Zb. nauk prats' Skhidnoukrayins'koho nats. un-tu im.

- Volodymyra Dalya. Tekhnichni nauky. Luhan-s'k: vyd-vo Skhidnoukr. nats. un-ta, 2004. S. 26-33.
3. Fedorov YE. YE., Nechyporenko O. V., Utkina T. YU., Korpan' YA. V. F 33 Modeli ta metody komp'yuternykh system rozpoznavannya zorovykh obraziv : monohrafiya / YE. YE. Fedorov, O. V. Nechyporenko, T. YU. Utkina, YA. V. Korpan'. Cherkasy : CHDTU, 2021. 482 s.

Logunov O.M. Geometric signs of punched marker and their resistance to obstruction.

The field of application of perforation markers is shown - product quality management systems of industries that use raw materials of biological origin and mechanical, thermal and chemical processing of products, during which the outer layer of the material can be removed along with the marking, as well as the optical characteristics of the surface of the products can change significantly. A specific type of marker used in leather production is considered. The method of determining the orientation during recognition using geometric features is considered. Expressions for determining the geometric and moment features used during marker image recognition, namely the coordinates of the center of gravity and the value of the axial moments of inertia, were obtained. A computer experiment was conducted, as a result of which graphs of the distribution of the angle of rotation of the main central axis with the minimum moment of inertia relative to the base row of a marker of a specific appearance and graphs of the distribution of moments of the third order with respect to the main central axes of inertia were obtained. The analysis of the selected geometric and moment features showed that the influence of individual

errors in determining the coordinates of the hole centers is leveled out and does not cause a significant impact on their values. The choice of geometric and moment features for determining the orientation of the marker is substantiated. In order to check the effect on the momentary signs of the errors of applying holes and the deformation of the marker matrix during the processing of the products, an experiment was performed using 958 marking images obtained on the prototype in real production conditions. Recognition and decoding of the markers was carried out, the coordinates of the centers of all holes were determined, and momentary characteristics were calculated for the displayed marker and for the same marker, but without distortions of the hole location grid. Histograms of the distribution of the distances between rows of holes and the normalized deviation of the centers of the holes from the grid nodes were constructed. A scatter table of the geometric characteristics of the markers was constructed based on the results of the experimental processing of the test batch. It is shown that the distribution of the deviation of holes from the nodes of the coordinate grid has a normal character.

Keywords: perforation marker, geometric moment, recognition, sign.

Логунів Олександр Миколайович – к.т.н., доц., доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ) logunov@snu.edu.ua

Стаття подана 12.03.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-14-20>

УДК 621.9.025.11

ВПЛИВ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРІАЛУ ВИРОБІВ МАШИНОБУДУВАННЯ НА ЇХ ЗНОСОСТІЙКІСТЬ

Ніколаєнко А.П., Шумакова Т.О.

THE INFLUENCE OF THE PHYSICAL AND MECHANICAL CHARACTERISTICS OF THE MATERIAL OF MACHINE-BUILDING PRODUCTS ON THEIR WEAR RESISTANCE

Nikolaienko A.P., Shumakova T.O.

У статті обґрунтовано необхідність підвищення довговічності деталей машин та технічних виробів, з метою забезпечення конкурентоздатності вітчизняного галузевого машинобудування. Ключову роль у покращенні експлуатаційних характеристик відіграє якість поверхневого шару деталей та вузлів. До основних характеристик поверхневого шару деталей відносяться твердість та зносостійкість матеріалу, з якого вони виготовлені. Представлено аналіз поширених технологічних методів підвищення зносостійкості деталей машин шляхом пластичного деформування поверхні та їх порівняння з методом віброабразивної обробки, що проводиться на верстатах з U - подібною формою контейнера. Підкреслено, що універсальність обладнання для ВіО забезпечує можливість здійснення з її допомогою цілого ряду операцій, таких як зачисні, оздоблювальні, у тому числі зміцнюючі. Оскільки фізична природа зміцнення повністю не з'ясована, а також на процес віброабразивної обробки впливають понад 50 факторів, що його ускладнює аналітичний опис, експериментальні дослідження є актуальним завданням.

В статті наведено результати ряду досліджень процесу формування вібронаклепу та параметри, що впливають на зміну мікротвердості поверхневого шару при вібраційній обробці. Проведено дослідження таких параметрів, як амплітуда, частота коливань, робоче середовище. Аналіз результатів дослідження впливу амплітуди і частоти коливань показав, що зі збільшенням амплітуди та частоти коливань відзначається збільшення мікротвердості поверхневого шару. Дані результати пояснюються збільшенням сил мікроударів гранул робочого середовища, які впливають на оброблювану поверхню зразків. На представлених у статті графіках продемонстровано результати досліджень впливу

робочого середовища на зміну мікротвердості поверхневого шару зразків. У якості робочого середовища, яке підлягало порівнянню, використовувались сталеві загартовані кулі, фарфорові кулі та абразивні гранули.

Представлені результати експериментальних досліджень впливу вібраційної обробки на зносостійкість виробів машинобудування в умовах тертя поверхонь.

Ключові слова: вібраційна обробка, зносостійкість, тертя, вібронаклеп, мікротвердість, поверхневий шар, амплітуда, частота коливань.

Вступ. Вихід з ладу деталей та робочих органів машин за нормальних умов експлуатації є наслідком фізичного зносу різних видів: втомних руйнувань, повзучості матеріалів, механічного зносу, корозії, ерозії, кавітації, старіння матеріалу та ін. [1, 2]

Більшість машин (85 – 90 %) виходять з ладу саме через знос їх деталей. Витрати на ремонт та технічне обслуговування машини у кілька разів перевищують її вартість: наприклад, для автомобілів у 6 разів, для літаків до 5 разів, для верстатів до 8 разів [3, 4].

Аналіз досліджень і публікацій. До основних технологічних заходів, що підвищують довговічність машин, можна віднести такі: розробка високозносостійких матеріалів для різних умов експлуатації машин та отримання з них заготовок високої якості, близьких за формою та розмірами до готових деталей; створення технологічних прийомів, що забезпечують виготовлення деталей заданої

точності та стабільності, як за розмірами, так і за фізико-механічними властивостями; застосування методів контролю якості матеріалів, заготовок та готових виробів за відповідними показниками надійності, використання процесів зміцнювальної обробки для отримання необхідної якості робочих поверхонь деталей машин з високим опором зношування та поломки у різних умовах експлуатації [1, 3, 5].

Найбільш поширені наступні технологічні методи підвищення зносостійкості деталей машин: термічна обробка, хімічна обробка, хіміко-термічна обробка, поверхневе пластичне деформування, алмазне вигладжування, зміцнення карбуванням, гідрополірування, обробка поверхні вибуховим навантаженням антифрикційних властивостей, наплавлення та ін. [5, 6]

Серед методів пластичного деформування великий інтерес становить віброабразивна зміцнююча обробка. Обробка проводиться на вібраційних верстатах (ВіО-верстатах), найчастіше, з U-подібною формою контейнера. Контейнери виготовляють з різним розмірним рядом об'ємом від 3 до 1000 дм³ і більше. Верстати забезпечують можливість роботи на різних режимах (амплітудах від 0,5 до 7...10 мм та частотах 33...80 Гц). При цьому в контейнер одночасно завантажують значну кількість деталей. Саме універсальність обладнання для ВіО забезпечує можливості здійснення з її допомогою цілого ряду операцій, таких як зачисні, оздоблювальні, у тому числі зміцнюючі [2, 7-9].

Мета досліджень. До цього часу фізична природа зміцнення повністю не з'ясована [6]. Однак всі процеси обробки металів тиском засновані на використанні пластичності металу, під якою розуміють здатність металу деформуватися без руйнування під впливом зовнішніх сил та зберігати отриману форму після припинення дії цих сил.

Пластичність при обробці тиском залежить від природи металу чи сплаву, його хімічного складу, структури, механічних властивостей, температури нагріву, швидкості та ступеня деформації, а також від схеми напруженого стану. Наявність у металі пор, газових бульбашок, твердих і крихких неметалевих включень, мікро- та макротріщин знижує його пластичність.

На процес віброабразивної обробки впливають понад 50 факторів [4, 7, 8]. Аналітично описати цей процес досить складно,

і тому велике значення надається експериментальним дослідженням.

Мікротвердість H_c є дуже важливою складовою характеристики фізико-механічних властивостей поверхневого шару і її слід розглядати як наслідок пружнопластичних деформацій, викликаних дією ударно-хвильових процесів, що супроводжують вібраційну дію [3, 5]. Метою експериментальних досліджень було вивчення процесу деформацій та аналіз параметрів, що впливають на зміну мікротвердості поверхневого шару при вібраційній обробці.

Результати експериментальних досліджень. При проведенні експериментальних досліджень використовувалися зразки з різних видів сталі та широко поширені методи та прилади, а саме вимірювання за допомогою мікротвердомірів на косому та прямому зрізах, а в окремих випадках з пошаровим стравлюванням.

Результати дослідження впливу амплітуди і частоти коливань при віброабразивній обробці зразків зі сталі 45 (відпаленої та загартованої) на формування вібронаклепу поверхні представлені на рис. 1. Аналіз отриманих результатів показує, що зі збільшенням амплітуди коливань відзначається збільшення мікротвердості поверхневого шару, що можна пояснити збільшенням сил мікроударів гранул робочого середовища (в даному випадку сталевих загартованих кульок), що впливають на оброблювану поверхню зразків. При найбільшій для прийнятих умов обробки амплітуді коливань (1,5 мм) мікротвердість загартованої сталі 45 зросла на 15...22 % і становить 388 Н/мм². Подібні дослідження проводилися у роботі [2]. При порівнянні отриманих результатів збігся характер кривих, але початкові параметри були різними, що відображено на графіках (крива 3) рис. 1.

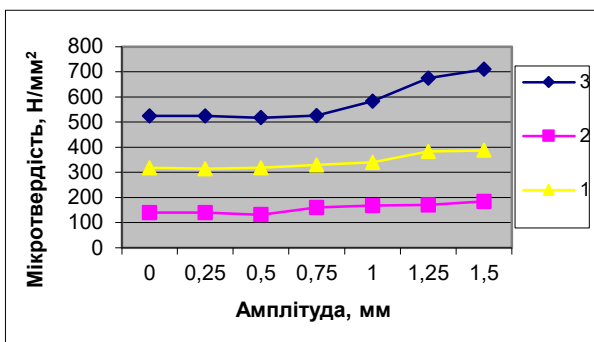
Якщо для загартованих зразків при амплітуді $A = 1,5$ мм зростання H_c припиняється, то для відпалених зразків є підстави очікувати подальшого збільшення H_c при збільшенні амплітуди коливань (див. рис. 1). Найбільша мікротвердість, виміряна на глибині 20 мкм, становила – 185 Н/мм².

Дослідження також показали, що як для відпалених, так і для загартованих зразків збільшення частоти коливань призводить до збільшення мікротвердості, що пояснюється збільшенням числа мікроударів.

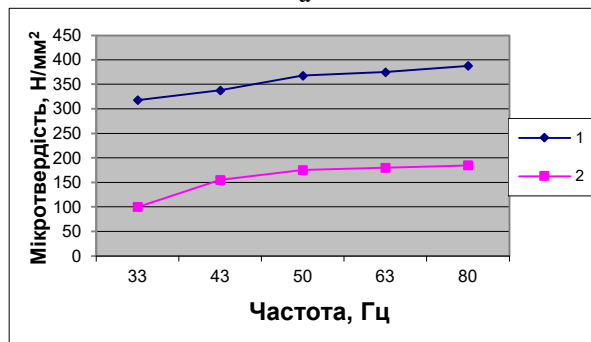
Результати досліджень показують, що після вібраційної обробки протягом 60 хв структура в

серцевині металу не змінюється, в поверхневих шарах спостерігається деяке подрібнення зерен, збільшення ділянок з сорбітною структурою і місцями розрив цементної сітки. Мікротвердість поверхневих шарів, порівняно з вихідною, підвищена на 15...22 %.

Після обробки протягом 240 та 480 хв структура серцевини також суттєво не змінюється. У поверхні ж спостерігаються щільні шари сорбітної та навіть тростосорбітної структури, цементитна сітка майже повністю розірвана. Мікротвердість поверхневих шарів, порівняно з вихідною, підвищена на 21 – 28 %.



а



б

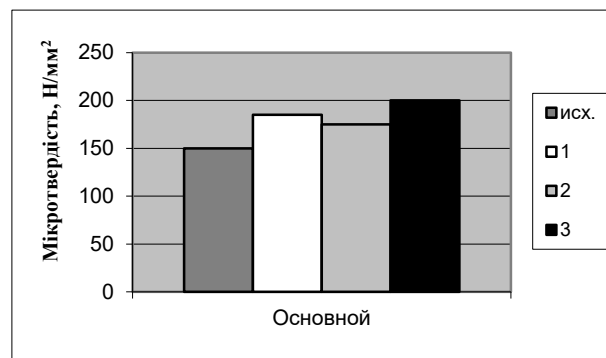
Рис. 1. Вплив амплітуди та частоти коливань на мікротвердість поверхнього шару сталі 45:
1 – загартована сталь; 2 – відпалена сталь

Досліджено вплив робочого середовища на зміну мікротвердості поверхнього шару зразків у середовищі сталевих загартованих кульок $d = (3-4)$ мм (1), фарфорових кульок $d = (20-25)$ мм (2) та абразивних гранул (АН-2) (3).

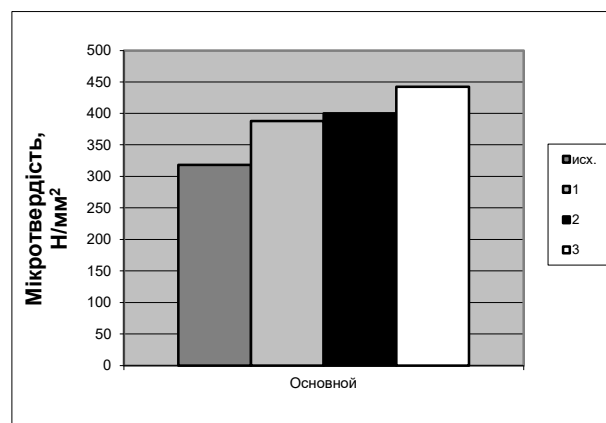
Режим та тривалість обробки: $A-1,5$ мм, $f-63$ Гц, $t=120$ хв. Оброблювані зразки мали прямокутну форму $10 \times 20 \times 5$ мм і були виготовлені із загартованої та відпаленої сталі 45. Мікротвердість вимірювали на глибині 10 мкм для загартованих зразків та на глибині 20 мкм для відпалених. Результати експериментів подано на рис. 2.

Для досліджень впливу вібраційної обробки на зносостійкість виробів машинобудування

було виготовлені два комплекти зразків (рис. 3) із трьох видів матеріалу: сталі 3, сталі 45 та швидкорізальної сталі Р9. Перша група зразків після токарної чистової обробки ($Ra=6,3$ мкм) піддавалася шліфування на верстаті моделі ПШСМ-2 ($Ra=3,2$ мкм), друга – після токарної чистової обробки ($Ra=6,3$ мкм) оброблялася на верстаті ВМІ-1003 протягом 180 хв у сталевих загартованих кульках $d=5$ мм ($Ra=3,2$ мкм).



а



б

Рис. 2. Вплив виду робочого середовища на зміну мікротвердості: а – відпалені; б – загартовані:
1 – сталеві загартовані кульки $d = (3-4)$ мм,
2 – фарфорові кульки $d = (20-25)$ мм,
3 – абразивні гранули (АН-2)



Рис. 3. Зразки для вимірювання зносостійкості деталей

Дані зразки були виконані у вигляді роликів і грали роль диска в парі, що труться, «колодка – диск». Як колодки були виготовлені зразки з гуми підвищеної твердості (по Шору – А=65-80 у.о.).

Експеримент проводився у кілька етапів:

I. Приготовлені зразки зважувалися на аналітичних терезах.

II. Зразки оброблялися на машині тертя (див. рис. 4) посуху, без охолодження, протягом 78 секунд (до моменту початку плавлення гуми) по 20 підходів для кожного зразка.

III. Після закінчення обробки проводилося повторне зважування.

У процесі експерименту також було визначено твердість зразків Брінеллю до і після

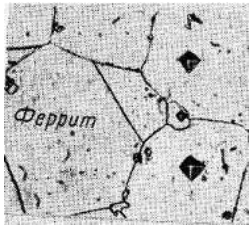


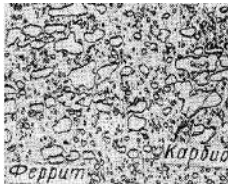
обробки. Результати досліджень зведені у таблицю.



Рис. 4. Закріплення деталей на машині тертя

Таблиця

Порівняльний аналіз результатів

Сталь 3	Сталь 45	P9
Хімічний склад		
0,14-0,22%С, не більше 0,3-0,6%Mn, 0,07%Si, 0,04%P, 0,05%S, 0,3%Cr, 0,3%Ni, 0,3%Cu, 0,08%As	0,42-0,5 % С,	0,85-0,95%С, 3,8-4,4%Cr, 8,5-9,5%W, 2,3-2,7%V, не більше 1% Мо, 0,4%Ni, 0,03%S, 0,03%P, 0,5%Co, 0,5%Si, 0,5%Mn
Мікроструктура металу		
 Феррит+Перліт	  Феррит+Перліт	Швидкорізальні сталі відносяться до карбідного (ледебуритного) класу. Їх фазовий склад у відпаленому стані є легованим ферритом і карбідами.  Феррит Карбид
Твердість матеріалу в стані поставки, НВ		
187, 170, 170	131, 131, 124	187, 187, 179
Начальна шорсткість, мкм		
6,3		
Шорсткість після ВіО, мкм		Шорсткість після шліфування, мкм
3,2		
Термічна обробка		
Не підлягає термічній обробці	Загартування + Покращення НВ 270-320	Загартування + 4-х кратний відпуск HRC 63-66
Знос матеріалу до обробки, гр.		
~0,0135	0,015	Не виявлено
Знос матеріалу після ВіО, гр.		
~0,0135	0,0061	Відбувається збільшення маси зразка за рахунок налипання гуми
Результати		
Знос матеріалу відносно постійний у часі	Знос матеріалу зменшився в 2,46 рази	Знос матеріалу не виявлено

Висновки. Аналіз отриманих результатів експериментальних досліджень впливу параметрів процесу вібраційної обробки на формування мікротвердості поверхневого шару зразків дозволяють зробити наступні висновки.

1. Зі зростанням маси та твердості гранул робочого середовища, при незмінних режимах обробки, спостерігається пластичне деформування та підвищення мікротвердості поверхневого шару деталей.

2. Структура сталі є одним із основних параметрів, що впливають на якість поверхневого шару, у тому числі і його зносостійкість.

Сталь 3. Структура даної сталі: ферит + перліт, з переважанням саме фериту, пухка, м'яка, не піддається термічній обробці та зміцненню, що й показали результати (знос матеріалу відносно постійний). Спостерігається стійке зниження шорсткості поверхні, тому ВіО рекомендується для обробки деталей з цієї сталі, як на зачисних операціях, так і на фінішних.

Сталь 45. Структура даної сталі: ферит + перліт, що легко піддається зміцненню за допомогою ВіО (рис. 5), що підтверджується та експериментально. Твердість матеріалу підвищується після ВіО на 15-22 %, а зношування матеріалу зменшується в 2,46 рази. Отже, як фінішні операції для отримання низької шорсткості та зміцненого поверхневого шару можна рекомендувати ВіО методи, і слід продовжити дослідження щодо вибору оптимальних режимів обробки, в першу чергу, амплітуди, частоти та часу обробки.

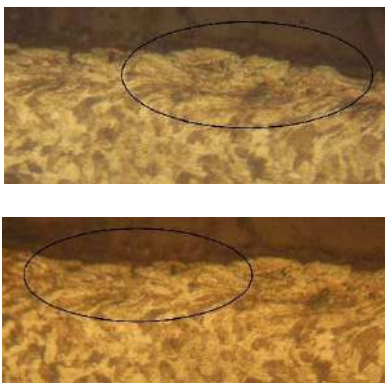


Рис. 5. Прикордонний (зміцнений) шар після ВіО

Сталь Р9. Ця сталь має високу теплостійкість, тобто. здатністю зберігати мартенситну структуру і, відповідно, високу твердість, міцність і зносостійкість при підвищених температурах. Вона зберігає мартенситну структуру при нагріванні до 600-

620°C. Тому в зоні контакту (зоні сухого тертя) при великій швидкості обертання деталей температура підвищується і утримується саме в поверхневому шарі (не поширюючись вглиб). Після ВіО шорсткість поверхні зразка зменшується, настає мікронаклеп, площа контакту ролика з гумою збільшується на 26-34 %, отже, відбувається взаємне схоплювання поверхонь, тобто. налипання гуми на сталевий ролик. Ось тому спостерігалось збільшення маси зразка. Зношування деталі при цьому виявлено не було. Враховуючи твердість сталі і зниження мікрошорсткості при ВіО, що простежується, слід провести дослідження з вибору оптимальної форми і розмірів гранул робочого середовища.

3. Зносостійкість поверхні зразків для конструкційних сталей підвищується до 15-20 %, на зносостійкість поверхневого шару впливають як величина шорсткості поверхні, і глибина наклепанного шару.

4. Попередні випробування на зносостійкість показали позитивні результати застосування вібраційного методу обробки деталей, як фінішної операції, комплексно поліпшує поверхню, зобов'язує продовжити дослідницькі роботи в цьому напрямку.

Враховуючи універсальність вібраційного обладнання, цей метод рекомендується використовувати для підвищення експлуатаційних властивостей виробу, у тому числі зносостійкості.

Література

1. Барандич К.С. Технологічне забезпечення циклічної довговічності деталей при їх токарному обробленні: автореф. дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук / Барандич Катерина Сергіївна; МОН України, Нац. техн. ун-т України "КПІ імені І. Сікорського". Київ, 2018. 22 с.
2. Ніколаєнко А.П. Методи підвищення експлуатаційних властивостей виробів / А.П. Ніколаєнко, Ю.Ю. Дегтярьова, М.О. Калмиков, Л.М. Лубенська // Машинознавство. 2007. Вип. № 4. С. 33-43.
3. Дахнюк О.П. Технологічне забезпечення зносостійкості робочих поверхонь спряжених деталей машин на операціях механічного оброблення: автореф. дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук / Дахнюк Олександр Петрович; МОН України, Луцький нац. техн. ун-т. – Луцьк, 2017. – 21 с.
4. Nikolaienko A.P. Increasing of details surface quality by vibrating processing. Вісник Східноукраїнського національного університету

- імені Володимира Даля, 2016. Вип. 2 (226), С. 60-69.
- Харламов Ю.А. Физика, химия и механика поверхности твердого тела: учебное пособие / Харламов Ю.А., Будагьянц Н.А. Луганск: ВУГУ, 2000. 624 с.
 - Опальчук А.С. Теоретичні та технологічні основи підвищення контактної втомлювальної міцності сталей / А.С. Опальчук // Вібрації в техніці та технологіях. 2004. №3. С. 31-34.
 - Mitsyk A.V., Fedorovich V.A., Grabchenko A.I. Main technological factors determining the efficiency and quality of the vibration process. Cutting & Tools in Technological System. Kharkiv, NTU «KhPI». 2022. № 96. P. 131-137. <https://doi.org/10.20998/2078-7405.2022.96.14>
 - Міщук А.В. Розвиток процесів обробки вільним абразивним середовищем в коливних резервуарах і формування їх фізико-технологічних можливостей. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2020. Вип. 4 (260), С. 55-65. <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2020-260-4-55-65>
 - Mamalis, A.G., Grabchenko, A.I., Mitsyk, A.V., Fedorovich, V.A., Kundrák, J. Mathematical simulation of motion of working medium at finishing – grinding treatment in the oscillating reservoir. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 70, 2014. P. 263-276. <https://doi.org/10.1007/s00170-013-5257-6>
 - Mamalis A.G., Mitsyk A.V., Fedorovich V.A., Kundrák J. Development of modular machine design and technologies of dynamic action for finishing-grinding treatment by an oscillating abrasive medium. Journal of Machining and Forming Technologies, 2015. Vol. 7 (1-2), P. 1-10.
 - Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl 2016. Vol. 2 (226), S. 60-69.
 - Kharlamov Yu.A. Fyzyka, khimiya ta mekhanika poverkhni tverdoho tila: navchal'nyy posibnyk / Kharlamov Yu.A., Budah'yants N.A. Luhans'k: VUHU, 2000. 624 s.
 - Opal'chuk O.S. Teoretychni ta tekhnolohichni zasady pidvyshchennya kontaktnoyi vtomlyuval'noyi mitsnosti staley / O.S. Opal'chuk // Vibratsiyi u tekhnitsi ta tekhnolohiyakh. 2004. №3. S. 31-34.
 - Mitsyk A.V., Fedorovich V.A., Grabchenko A.I. Main technological factors determining the efficiency and quality of the vibration process. Cutting & Tools in Technological System. Kharkiv, NTU «KhPI». 2022. № 96. P. 131-137. <https://doi.org/10.20998/2078-7405.2022.96.14>
 - Mitsyk A.V. Rozvytok protsesiv obrobky vilnym abrazyvnyym seredovyshchem v kolyvnykh rezervuarakh i formuvannia yikh fizyko-tekhnolohichnykh mozh-lyvostei. Visnyk Skhidnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni Volodymyra Dalia, 2020. Vyp. 4 (260), С. 55-65. <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2020-260-4-55-65>
 - Mamalis, A.G., Grabchenko, A.I., Mitsyk, A.V., Fedorovich, V.A., Kundrák, J. Mathematical simulation of motion of working medium at finishing – grinding treatment in the oscillating reservoir. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 70, 2014. P. 263-276. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00170-013-5257-6>
 - Mamalis A.G., Mitsyk A.V., Fedorovich V.A., Kundrák J. Development of modular machine design and technologies of dynamic action for finishing-grinding treatment by an oscillating abrasive medium. Journal of Machining and Forming Technologies, 2015. Vol. 7 (1-2), P. 1-10.

References

- Barandych K.S. Tekhnolohichne zabezpechennya tsyklichnoyi dohovichnosti detaley pry yikh tokarniy obrobtsi : avtoref. dys. na zdob. nauk. stupenya kand. tekhn. nauk / Barandich Kateryna Serhiyivna; MON Ukrainy, Nats. tekhn. un-t Ukrainy "KPI imeni I. Sikors'koho". Kyuyiv, 2018. 22 s.
- Nikolaienko A.P. Metody pidvyshchennya ekspluatatsiynykh vlastyvostey vyrobiv/A.P. Nikolaienko, YU.YU. Dehtyar'ova, M.O. Kalmikov, L.M. Lubens'ka // Mashynoznavstvo. 2007. Vip. №4 S.33-43.
- Dakhnyuk O.P. Tekhnolohichne zabezpechennya znosostiykosti robochykh poverkhon' spryazhenykh detaley mashyn na operatsiyakh mekhanichnoho obroblennya : avtoref. dys. na zdob. nauk. stupenya kand. tekhn. nauk / Dakhnyuk Oleksandr Petrovych; MON Ukrainy, Luts'kyu nats. tekhn. un-t. Luts'k, 2017. 21 s.
- Nikolaienko A.P. Increasing of details surface quality by vibrating processing. Bulletin of the Eastern

Nikolaienko A.P., Shumakova T.O. The influence of the physical and mechanical characteristics of the material of machine-building products on their wear resistance

The article substantiates the need to increase the durability of machine parts and technical products, in order to ensure the competitiveness of the domestic engineering industry. The key role in improving operational characteristics is played by the quality of the surface layer of parts and assemblies. The main characteristics of the surface layer of parts include the hardness and wear resistance of the material from which they are made. An analysis of common technological methods of increasing the wear resistance of machine parts by means of plastic deformation of the surface and their comparison with the method of vibroabrasive processing performed on machines with a U-shaped container is presented. It is emphasized that the versatility of the equipment for maintenance and repair provides the possibility of carrying out with its help a number of operations, such as cleaning, finishing, including strengthening. Since the physical nature of

strengthening is not fully understood, and more than 50 factors affect the process of vibroabrasive processing, which complicates its analytical description, experimental research is an urgent task. The article presents the results of a number of studies of the process of forming vibro rivets and the parameters affecting the change in the microhardness of the surface layer during vibration processing. The study of such parameters as amplitude, frequency of oscillations, working environment was carried out. Analysis of the results of the study of the influence of the amplitude and frequency of oscillations showed that with an increase in the amplitude and frequency of oscillations, an increase in the microhardness of the surface layer is noted. These results are explained by the increase in microimpact forces of the granules of the working medium, which affect the treated surface of the samples. The graphs presented in the article show the results of studies of the influence of the working environment on the change in the microhardness of the surface layer of the samples. Hardened steel balls, porcelain balls, and abrasive pellets were used as the working media to be compared. The results of experimental studies of the influence of

vibration processing on the wear resistance of mechanical engineering products in the conditions of surface friction are presented.

Key words: *vibration treatment, wear resistance, friction, vibronail, microhardness, surface layer, amplitude, frequency of oscillations.*

Ніколаєнко Анна Павлівна – к.т.н., доц., доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), apnikolaienko@snu.edu.ua

Шумакова Тетяна Олександрівна – к.т.н., доц., доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), shumakovatania@snu.edu.ua

Стаття подана 07.03.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-21-24>

УДК 621.745.55:629.1.01

РОЗРОБКА МЕТОДИКИ НЕРУЙНІВНОГО КОНТРОЛЮ ПРУЖИН З ВИКОРИСТАННЯМ МАГНІТНОГО СТРУКТУРНОГО АНАЛІЗУ

Шевченко О.В.

DEVELOPMENT OF A METHOD OF NON-DESTRUCTIVE TESTING OF SPRINGS USING MAGNETIC STRUCTURAL ANALYSIS

Shevchenko O.V.

В статті досліджено взаємозв'язок між твердістю, залишковою деформацією під навантаженням та коерцитивною силою пружин підвіски рухомого складу залізничного транспорту. За результатами випробувань пружин на залишкову деформацію під навантаженням встановлено, що оптимальною структурою пружин є троостит відпуску. Саме структура трооститу відпуску забезпечує оптимальні пружні властивості пружинних сталей в умовах знакозмінних навантажень. Доведено, що для контролю якості пружин замість процедур вимірювання твердості та залишкової деформації можна використовувати процедуру вимірювання коерцитивної сили пружин. Коерцитивна сила, також як і твердість, є структурно чутливим параметром. Впровадження у виробничий процес магнітного структурного аналізу замість вимірювання твердості та випробувань пружин на залишкову деформацію дозволяє суттєвим чином спростити процедуру контролю якості пружин. Встановлено, що наявність на поверхні пружин знеуглецьованого шару практично ніяк не впливає на коерцитивну силу пружин, за умови, якщо товщина знеуглецьованого шару не перевищує значень, регламентованих діючим стандартом. Отже, певне, але не дуже суттєве зменшення коерцитивної сили пружин по відношенню до рекомендованих значень може свідчити про наявність на поверхні пружин знеуглецьованого шару понаднормової товщини. Наявність на поверхні пружин тріщин ніяк не впливає на їхню коерцитивну силу, незалежно від природи тріщин та механізмів їхнього утворення. Коерцитивна сила пружин залежить виключно від їхньої структури, яка визначається режимом термічної обробки. Доведено, що оптимальна твердість пружин та коерцитивна сила, що відповідає цій твердості, можуть бути встановлені лише за результатами попередніх випробувань пружин на залишкову деформацію під

навантаженням. Саме залишкова деформація під навантаженням є основною експлуатаційною характеристикою пружин, який визначає можливість або неможливість їхнього використання в тих або інших умовах. Таким чином, результати досліджень дозволяють встановити взаємозв'язок між експлуатаційними характеристиками та структурою пружин і саме на основі цього взаємозв'язку розробити оптимальну методику неруйнівного контролю структури пружин в умовах серійного виробництва.

Ключові слова: пружинна сталь, твердість, троостит, залишкова деформація під навантаженням, коерцитивна сила.

Вступ. Магнітний структурний аналіз є одним з прогресивних методів неруйнівного контролю структури конструкційних матеріалів у сучасному машинобудуванні [1, 2]. Зокрема, магнітний структурний аналіз може бути надзвичайно ефективним при контролі якості структури пружин. Станом на сьогодні найбільш типовим методом контролю структури пружин є вимірювання їхньої твердості. Але в умовах серійного виробництва, з урахуванням геометрії витків пружин, вимірювання твердості викликає певні ускладнення [3]. Ці ускладнення можна доволі легко подолати, замінивши вимірювання твердості вимірюванням коерцитивної сили. Відомо, що для більшості конструкційних сталей існує однозначна залежність між їхньою твердістю та коерцитивною силою [4]. Саме на цьому базується використання магнітного структурного аналізу для контролю якості термічної обробки [5]. Важливою обставиною тут є те, що для визначення діапазону

оптимальних значень коерцитивної сили необхідно заздалегідь знати діапазон оптимальних значень твердості.

Вимоги до твердості пружин значною мірою залежать від умов їхньої експлуатації [6]. Навіть пружини, виготовлені з однієї і тієї ж самої конструкційної сталі, але призначені для різних умов експлуатації, можуть характеризуватись абсолютно різними вимогами до твердості. При цьому важливим є те, що різна твердість буде обумовлена різними режимами термічної обробки, а, отже, і різною структурою. Згідно [6], основним методом механічних випробувань пружин є випробування на залишкову деформацію під навантаженням. Усі пружини, що мають надмірно високу або надмірно низьку залишкову деформацію під навантаженням, відбраковуються. Виходячи з цього, доцільним є встановлення взаємозв'язку між твердістю пружин та їхньою залишковою деформацією під навантаженням. Це дозволить однозначно визначити діапазон оптимальних або допустимих значень твердості пружин. Після цього експериментальним шляхом можна буде визначити діапазон оптимальних або допустимих значень коерцитивної сили пружин. Наявність таких даних дасть змогу замінити процедуру вимірювання твердості пружин та процедуру випробування пружин на залишкову деформацію значно більш простою та зручною процедурою вимірювання коерцитивної сили.

Метою роботи є розробка процедури контролю якості структури пружин шляхом вимірювання їхньої коерцитивної сили, яка має замінити процедуру вимірювання твердості пружин та процедуру випробування пружин на залишкову деформацію під навантаженням.

Завдання дослідження:

1. Встановити взаємозв'язок між твердістю пружин та їхньою залишковою деформацією під навантаженням. Визначити діапазон оптимальних значень твердості пружин.

2. Встановити взаємозв'язок між твердістю пружин та їхньою структурою з метою визначення оптимальної структури пружин.

3. Встановити взаємозв'язок між твердістю пружин та їхньою коерцитивною силою. Визначити діапазон оптимальних значень коерцитивної сили пружин.

Методика проведення досліджень.

Залишкова деформація визначалась на пружинах 8ТН 281.319 підвіски електровоза 2ЕЛ5 згідно ДСТУ 1452-96 (рис. 1). Діаметр витків пружин – 42 мм, матеріал – сталь 60С2ХФА (ДСТУ 14959-99).

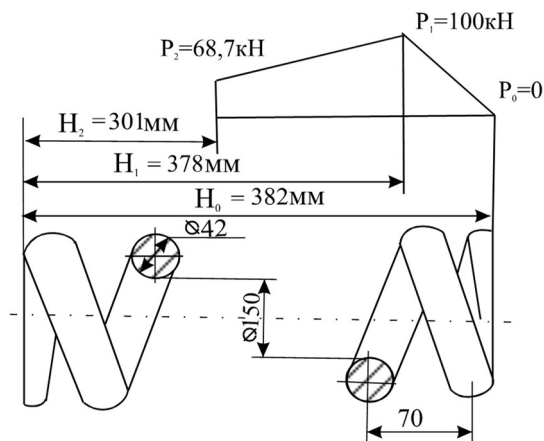


Рис. 1. Схема випробування пружин 8ТН 281.319 на залишкову деформацію під навантаженням

Випробування на залишкову деформацію проводились на гідравлічному пресі П-125. Спочатку пружину стискають два рази під навантаженням 100 кН. Після повного зняття навантаження вимірюють висоту пружини. Висота пружини після першого циклу випробувань змінюватись не повинна. Потім пружину стискають під навантаженням 68,7 кН і вимірюють її висоту в навантаженому стані.

Для вимірювання твердості використовувався твердомір типу ТК, для визначення мікроструктури – оптичний мікроскоп МІМ-8, для вимірювання коерцитивної сили – коерцитиметр КІМФ-1.

Результати експериментальних досліджень та їхній аналіз. Випробуванням на залишкову деформацію було піддано 20 пружин. Усі пружини піддавались гартуванню у маслі від температури 860°C з наступним відпуском при температурі 350-450°C. Абсолютне відхилення фактичної залишкової деформації пружин відносно номінального значення цієї деформації (77 мм) не повинне перевищувати + 7 мм та -5 мм. При цьому не допускається наявність будь-якої залишкової деформації пружин після повного зняття навантаження. Залишкова деформація пружин №№ 1, 6, 12, 15, 19 не відповідає нормативним показникам (табл.). Залежно від величини залишкової деформації під навантаженням, усі пружини, котрі не пройшли випробування, можна розділити на дві окремі групи. До першої групи відносяться пружини, залишкова деформація котрих під навантаженням менша за нижню межу, що дорівнює 72 мм (пружини №№ 6, 19). До другої групи відносяться пружини, залишкова деформація котрих під навантаженням є більшою за верхню межу у 85 мм (пружини №№ 1, 12, 15).

Таблиця

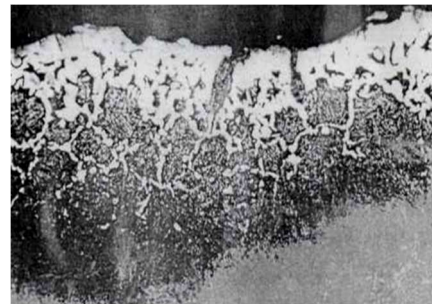
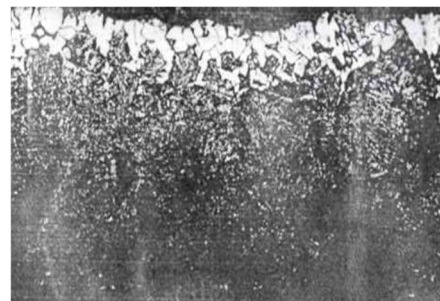
Результати експериментальних досліджень

№ пружин	Залишкова деформація (f), мм	Твердість на поверхні, HRC	Твердість у серцевині, HRC	Структура (температура відпуску)	Коерцитивна сила, А/см (до/після зняття знеуглецьованого шару)
1, 12, 15	86 - 88	36 - 38	35 - 37	Троосто-сорбіт (450°C)	50 - 52/ 50 - 52
6, 19	68 - 71	48 - 50	47 - 49	Троосто-мартенсит (350°C)	68 - 70/ 68 - 70
Решта пружин	74 - 83	42 - 44	41 - 43	Троостит (400°C)	58 - 60/ 58 - 60

Пружини з підвищеною залишковою деформацією під статичним навантаженням мають відносно невелику твердість, що відповідає троосто-сорбітній структурі. Пружини із зниженою залишковою деформацією під статичним навантаженням відрізняються підвищеною твердістю, що притаманна троосто-мартенситній структурі. Пружини із нормальними значеннями залишкової деформації мають твердість, що відповідає трооститній структурі. Таким чином, оптимальною структурою пружин, при якій досягаються необхідні значення залишкової деформації пружин під статичним навантаженням, є троостит відпуску з твердістю 41-43 HRC. Такій структурі відповідає коерцитивна сила 58 - 60 А/см.

На другому етапі досліджень було проаналізовано вплив знеуглецьованого шару на величину коерцитивної сили. Знеуглецьований шар утворюється при нагріванні пружин під гартування. Його глибина залежить від складу атмосфери, в якій відбувається нагрівання. У даному дослідженні використовувались пружини, що нагрівались під гартування в повітрі, без використання будь-якого захисного газового середовища. За таких умов нагрівання, зазвичай, спостерігається максимальна глибина знеуглецьованого шару, яка, тим не менш, не перевищує значень, регламентованих діючим стандартом (ДСТУ 1763 - 98). Згідно цього стандарту глибина знеуглецьованого шару не повинна перевищувати 2,5 % від діаметру прокату. В пружинах із троосто-сорбітною структурою, в яких спостерігається надмірна залишкова деформація під статичним навантаженням, міститься знеуглецьований шар глибиною 0,4 - 0,5 мм (рис. 1). Знеуглецьований шар такої ж самої глибини міститься в пружинах із троосто-мартенситною (рис. 2) та трооститною структурою. Характерним є те, що у всіх

випадках після зняття знеуглецьованого шару шліфуванням коерцитивна сила майже не змінюється (табл. 1). Отже, можна зробити обґрунтований висновок про те, що наявність знеуглецьованого шару на поверхні пружин ніяк не впливає на їхню коерцитивну силу за умови, якщо глибина знеуглецьованого шару не перевищує значень, регламентованих діючим стандартом. Тобто, вимірювання коерцитивною сили можна проводити одразу після відпуску пружин, до їхнього шліфування.

Рис. 2. Знеуглецьований шар в пружинах із троосто-сорбітною структурою, $\times 300$ Рис. 3. Знеуглецьований шар в пружинах із троосто-мартенситною структурою, $\times 300$

Висновки. 1. Оптимальною структурою пружин, при якій досягаються задані значення їхньої залишкової деформації під статичним навантаженням, є троостит твердістю 41 - 43 HRC.

2. Встановлено взаємозв'язок між твердістю та коерцитивною силою пружин. Оптимальній твердості пружин відповідає коерцитивна сила 58 - 60 А/см.

3. Наявність знеуглецьованого шару не впливає на коерцитивну силу пружин, якщо його глибина перевищує значень, встановлених діючим стандартом.

Література

1. Сухомлинський П.І., Павлов Є.Н., Роман А.П. Прогресивні методи неруйнівного контролю конструкційних матеріалів. Суми: Видавництво Сумського державного університету, 2021. 318с.
2. Шеховцов Ю.Н., Лоскутов С.С. Магнітний структурний та фазовий аналіз залізвуглецевих сплавів. Харків: ХІП, 2019. 211с.
3. Наливайченко П.Й., Костомаров Л.В. Сучасні методи неруйнівного контролю пружин. Київ: НАУ, 2020. 144 с.
4. Топалов Р.Ф., Горбань В.Ф. Визначення структурно чутливих характеристик металів та сплавів методами магнітного структурного аналізу. – Львів: ЛНТУ, 2020. 234 с.
5. Трофимченко Н.Н., Пашченко А.Т., Петров С.С. Неруйнівний контроль якості пружин. Івано-Франківськ: ІФНТУ, 2016. 199 с.
6. Хома І.С, Сухонцев Р.О, Толбухін О.І. Механічні випробування пружин. Тернопіль: ТНТУ, 2019, 211 с.

References

1. Sukhomlynskyi P.I., Pavlov Ye.N., Roman A.P. Prohresyivni metody neruivnivo ho kontroliu konstruktciinykh materialiv. Sumy: Vydavnytstvo Sumskoho derzhavnoho universytetu, 2021. 318 s.
2. Shekhovtsov Yu.N., Loskutov S.S. Mahnitnyi strukturnyi ta fazovyi analiz zalizovuhletsevykh splaviv. Kharkiv: KhPI, 2019. 211 s.
3. Nalyvaichenko P.I., Kostomarov L.V. Suchasni metody neruivnivo ho kontroliu pruzhyn. Kyiv: NAU, 2020. 144 s.
4. Topalov R.F., Horban V.F. Vyznachennia strukturno chutlyvykh kharakterystyk metaliv ta splaviv metodamy mahnitno ho strukturno ho analizu. Lviv: LNTU, 2020. 234 s.
5. Trofymchenko N.N., Pashchenko A.T., Petrov S.S. Neruivnyi kontrol yakosti pruzhyn. – Ivano-Frankivsk: IFNTU, 2016. 199s.
6. Khoma I.S, Sukhontsev R.O, Tolbukhin O.I. Mekhanichni vyprobuvannia pruzhyn. Ternopil: TNTU, 2019, 211 s.

Shevchenko O.V. Development of a method of non-destructive testing of springs using magnetic structural analysis.

The article examines the relationship between hardness, residual deformation under load and coercive force of springs of rolling railway transport. According to the results of spring tests for residual deformation under load, it was established that the optimal structure of springs is tempering troostite. It is the structure of the tempering troostite that ensures optimal elastic properties of spring steels under conditions of alternating loads. It has been proven that instead of hardness and residual deformation measurement procedures, the coercive force measurement procedure of springs can be used to control the quality of springs. Coercive force, like hardness, is a structurally sensitive parameter. The introduction of magnetic structural analysis into the production process instead of hardness measurement and spring tests for residual deformation allows to significantly simplify the spring quality control procedure. It was established that the presence of a decarburized layer on the surface of the springs practically does not affect the coercive force of the springs, provided that the thickness of the decarburized layer does not exceed the values regulated by the current standard. Therefore, a certain, but not very significant decrease in the coercive force of the springs in relation to the recommended values may indicate the presence of a decarburized layer of excessive thickness on the surface of the springs. The presence of cracks on the spring surface does not affect their coercive force, regardless of the nature of the cracks and the mechanisms of their formation. The coercive force of the springs depends exclusively on their structure, which is determined by the heat treatment regime. It has been proven that the optimal hardness of springs and the coercive force corresponding to this hardness can be established only based on the results of preliminary tests of springs for residual deformation under load. It is the residual deformation under load that is the main operational characteristic of springs, which determines the possibility or impossibility of their use in certain conditions. Thus, the results of the research make it possible to establish the relationship between the operational characteristics and the structure of the springs and to develop, on the basis of this relationship, a method of non-destructive control of the structure of the springs in the conditions of mass production.

Key words: spring steel, hardness, troostite, residual deformation under load, coercive force.

Шевченко Олександр Володимирович – к.т.н., доцент, доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), shev.cmw@ukr.net.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-25-30>

УДК 621.745.55:629.1.01

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗМІЦНЮВАЛЬНОЇ ЕЛЕКТРОННО-ПРОМЕНЕВОЇ ОБРОБКИ НА СТРУКТУРУ ВИСОКОЛЕГОВАНИХ ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ СТАЛЕЙ

Шевченко О.В.

STUDY OF THE INFLUENCE OF STRENGTHENING ELECTRON-BEAM PROCESSING ON THE STRUCTURE OF HIGH-ALLOYED TOOL STEELS

Shevchenko O.V.

У роботі було досліджено вплив зміцнювальної електронно-променевої обробки на мікроструктуру та мікротвердість поверхневих шарів швидкорізальних та штампових сталей. Експериментально встановлено граничні режими обробки, при яких досягається максимальна мікротвердість поверхневого шару, і водночас попереджається поверхнєве оплавлення. В якості комплексного параметру режиму обробки, що визначає характер нагрівання та охолодження інструменту при його обробці електронним променем, запропоновано використовувати щільність потужності електронного променя. Щільність потужності електронного променя включає в себе всі основні інші параметри режиму електронно-променевої обробки, а саме діаметр, потужність та швидкість переміщення електронного променя відносно виробу, що піддається обробці. Встановлено, що максимальна мікротвердість зміцненого шару досягається у разі високотемпературного гартування без оплавлення. При цьому також забезпечується максимальна дисперсність структури практично по всій глибині зміцненого шару. Поверхнєве оплавлення інструменту при електронно-променевої обробці є вкрай небажаним. За таких умов обробки відбувається різке зменшення мікротвердості поверхневого шару, який містить значну кількість залишкового аустеніту. Гартування із утворенням значної кількості залишкового аустеніту призводить до різкого зменшення вмісту карбідів. Недостатній вміст карбідів та надмірний вміст залишкового аустеніту призводить до зменшення зносостійкості інструменту. Водночас погіршується пручання інструменту пластичній деформації при підвищених температурах. Встановлено, що на глибину зміцненого шару, що утворюється при електронно-променевої обробці швидкорізальних та штампових сталей, суттєвим

чином впливає вихідна мікроструктура цих сталей. Задля отримання максимальної глибини зміцненого шару при електронно-променевої обробці швидкорізальних та штампових сталей, ці сталі слід піддавати попередній термічній обробці у вигляді об'ємного гартування та відпуску. Визначено оптимальні значення коефіцієнта перекриття при електронно-променевої обробці, при якому забезпечується мінімальна ширина зон відпуску. **Ключові слова:** швидкорізальні сталі, мікротвердість, мартенсит, залишковий аустеніт, електронно-променевої обробка, коефіцієнт перекриття.

Вступ. В останні десять-п'ятнадцять років досить широкого застосування у промисловості набула зміцнювальна електронно-променевої обробка інструментальних сталей [1]. З одного боку це обумовлено тим, що інтенсивність електронно-променевого нагріву, на відміну від нагріву лазерним променем, не залежить від стану поверхні, що піддається обробці, а з іншого боку значними досягненнями в сфері розробки та виготовлення обладнання для електронно-променевої обробки. Зокрема, станом на сьогодні серійно випускаються установки для зміцнювальної електронно-променевої обробки без застосування високого вакууму. Це дозволяє використовувати такі установки для зміцнення різального інструмента навіть в умовах масового виробництва. З іншого боку, залишаються невирішеними чисельні проблеми, пов'язані з розробкою технологічних процесів поверхневого зміцнення. Сучасне програмне забезпечення дозволяє достатньо точно

розраховувати температурні поля у виробках, що піддаються електронно-променевої обробці, з урахуванням їхньої конфігурації та теплообміну із навколишнім середовищем. Однак при моделюванні структурно-фазових перетворень виникають суттєві проблеми внаслідок того, що ці перетворення відбуваються із надвисокими швидкостями нагріву та охолодження [2]. Отже, станом на сьогодні основним методом дослідження впливу режимів електронно-променевої обробки на структуру та властивості матеріалів, що обробляються, залишається експериментальний метод.

Одним з найголовніших критеріїв оптимізації параметрів режиму електронно-променевої зміцнювальної обробки різального інструменту є мікротвердість зміцненого шару. Знижена мікротвердість поверхневого шару інструменту свідчить або про недогрів, або про перегрів цього шару при обробці, що уточнюється аналізом мікроструктури. Режим електронно-променевої обробки характеризується досить значною кількістю параметрів. Але аналіз робіт [3 - 5] показує, що основне оптимізаційне завдання при розробці технології електронно-променевої обробки різального інструменту зводиться до визначення такої щільності потужності електронного променя, при якій досягається максимальна мікротвердість та максимальна глибина зміцненого шару.

Згідно [6, 7], високолеговані інструментальні сталі, зокрема швидкорізальні та штампові сталі, відрізняються низькою дифузійною рухливістю атомів вуглецю. Тому при недостатній питомій енергії електронного променя гомогенізація аустеніту може бути неповною. За таких умов загартований шар буде містити низьколегований мартенсит, який відрізняється відносно невеликою мікротвердістю та зносостійкістю. У разі занадто високої питомої потужності електронного променя, особливо, якщо відбувається оплавлення поверхневого шару, в процесі охолодження у цьому шарі утворюється велика кількість (до 80 об. %) залишкового аустеніту, який має невисоку мікротвердість та погано пручається пластичним деформаціям, що виникають під час експлуатації інструменту [7].

Таким чином, зміцнювальна електронно-променева обробка швидкорізальних та високолегованих штампових сталей має забезпечити формування загартованого шару, що містить високолегований мартенсит та високодисперсні карбідні фази. При цьому

надзвичайно важливо попередити надмірне розчинення карбідних фаз та, як наслідок, утворення в загартованому шарі надмірної кількості залишкового аустеніту.

Мета роботи полягає у визначенні оптимальних режимів зміцнювальної електронно-променевої обробки швидкорізальних та штампових сталей; критеріями оптимізації є максимальна мікротвердість та максимальна глибина шару, загартованого з твердого стану.

Завдання дослідження:

1. Визначити оптимальну щільність потужності електронного променя, яка дозволяє отримати зміцнений шар з максимальною глибиною та мікротвердістю.

2. Оцінити вплив вихідної структури інструментальних швидкорізальних сталей на глибину та мікротвердість зміцненого шару, отриманого електронно-променевою обробкою.

Методика проведення досліджень. У дослідженнях були використані наступні інструментальні сталі: P18, P6M5, P6M5K5, X12M. Перед електронно-променевою обробкою сталі піддавались наступним видам попередньої термічної обробки: ізотермічний відпал [7]; гартування та високий відпуск [7].

Електронно-променева обробка проводилась на установці «ЕЛА - 15». Потужність електронного променя: 1,2 кВт, діаметр променя: 2,5 мм, швидкість переміщення електронного променя (V): 4 - 12 мм/с. Таким чином, зміна щільності потужності електронного променя змінювалась шляхом зміни швидкості переміщення електронного променя. Експериментальні дослідження проводились на пластинчастих зразках 50 x 50 x 10 мм.

Мікроструктура зміцненого шару визначалась за допомогою оптичного мікроскопу МІМ-8М, мікротвердість загартованого шару вимірювалась на мікротвердомірі ПМТ-3.

Результати експериментальних досліджень та їхній аналіз. Щільність потужності електронного променя варіювалась від $0,45 \cdot 10^4$ до $1,35 \cdot 10^4$ Вт/см² за рахунок зміни відносної швидкості його переміщення. На рис. 1 представлено залежність максимальної мікротвердості загартованого шару від щільності потужності електронного променя. Мікротвердість вимірювалась на відстані 0,1 мм від поверхні зразків, що безпосередньо контактувала з електронним променем. На першому етапі експериментальних досліджень

визначалась оптимальна щільність потужності електронного променя, яка забезпечує формування зміцненого шару з максимальною мікротвердістю.

У разі електронно-променевої обробки швидкорізальної сталі Р6М5 максимальна мікротвердість (9200 МПа) відповідає щільності потужності електронного променя (q) $1,0 \cdot 10^4$ Вт/см². При щільності потужності електронного променя $0,45 \cdot 10^4$ Вт/см² максимальна мікротвердість становить 7800 МПа, при $q = 0,75 \cdot 10^4$ Вт/см² – 8500 МПа. При збільшенні щільності потужності електронного променя до $1,35 \cdot 10^4$ Вт/см² максимальна мікротвердість зменшується до 8000 МПа (рис. 1). При подальшому збільшенні q відбувається оплавлення поверхні зразків, а максимальна мікротвердість поверхневого шару зменшується до 6900 МПа.

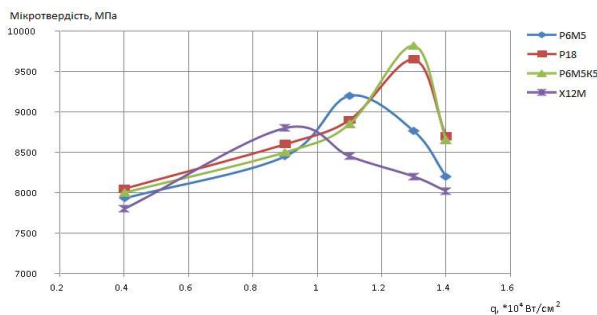


Рис. 1. Вплив щільності потужності електронного променя на максимальну мікротвердість загартованого шару: вихідний стан зразків – гартування та високий відпуск згідно типових режимів [7]

При лазерній обробці сталей Р6М5К5 та Р18 максимальні значення мікротвердості (9650 - 9820 МПа) досягаються при щільності потужності лазерного випромінювання $1,3 \cdot 10^4$ Вт/см². При щільності потужності випромінювання $0,4 \cdot 10^4$ Вт/см² мікротвердість складає 8050 МПа, при щільності потужності випромінювання $0,9 \cdot 10^4$ Вт/см² – 8500 МПа, при щільності потужності випромінювання $1,1 \cdot 10^4$ Вт/см² – 8850 МПа (рис. 1). Збільшення щільності потужності випромінювання вище $1,4 \cdot 10^4$ Вт/см² є небажаним, оскільки при цьому утворюється оплавлений шар із значним вмістом залишкового аустеніту та відносно невеликою мікротвердістю (до 7200 МПа).

Максимальна мікротвердість загартованого шару штампової сталі Х12М (8900 МПа) відповідає щільності потужності електронного променя на рівні $0,8 \cdot 10^4$ Вт/см². У разі

збільшення щільності потужності електронного променя до $1,0 \cdot 10^4$ Вт/см² відбувається зменшення максимальної мікротвердості до 8000 - 8150 МПа (рис. 1). У разі подальшого збільшення q спостерігається стрімке зменшення максимальної мікротвердості загартованого шару до 6600 МПа внаслідок оплавлення поверхні.

Зона оплавлення в усіх зразках характеризується типовою дендритною структурою. Незважаючи на високу дисперсність цієї структури, її мікротвердість складає 6700 - 7200 МПа, залежно від марки інструментальної сталі. Оплавлений шар відокремлений від основного металу вузькою перехідною зоною (рис. 2, 3).

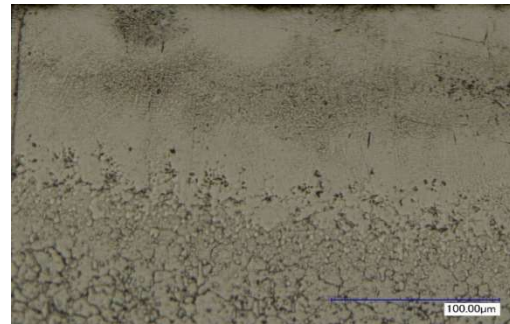


Рис. 2. Мікроструктура поверхневого шару сталі Р6М5К5 після електронно-променевої обробки з оплавленням: $q = 1,35 \cdot 10^4$ Вт/см² ($V = 11$ мм/с); $\times 600$



Рис. 3. Мікроструктура поверхневого шару сталі Р18 після електронно-променевої обробки з оплавленням: $q = 1,35 \cdot 10^4$ Вт/см² ($V = 11$ мм/с); $\times 600$

У разі, якщо електронно-променева обробка проводиться без оплавлення поверхні, основними структурними складовими зміцненого шару є мартенсит та надлишкові карбіди; вміст залишкового аустеніту є мінімальним (рис. 4).

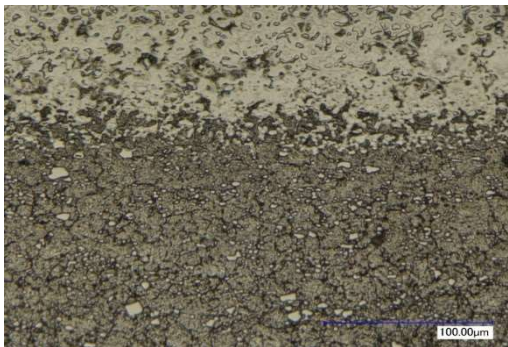


Рис. 4. Мікроструктура поверхневого шару сталі P6M5K5 після електронно-променевої обробки: $q = 1,2 \cdot 10^4 \text{ Вт/см}^2$ ($V = 11 \text{ мм/с}$); $\times 600$

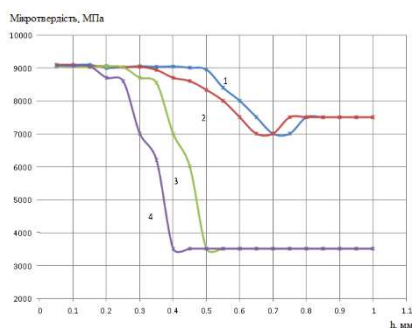


Рис. 5. Вплив попередньої термічної обробки на мікротвердість загартованого шару сталі P6M5: $q = 1,0 \cdot 10^4 \text{ Вт/см}^2$: 1 - гартування та відпуск за типовими режимами, $V = 9 \text{ мм/с}$; 2 - гартування та відпуск за типовими режимами, $V = 11 \text{ мм/с}$; 3 - ізотермічний відпал, $V = 9 \text{ мм/с}$; 4 - ізотермічний відпал, $V = 11 \text{ мм/с}$

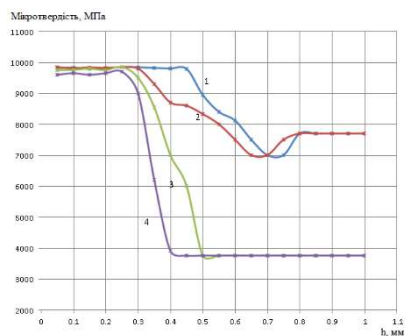


Рис. 6. Вплив попередньої термічної обробки на мікротвердість загартованого шару сталі P6M5K5: $q = 1,2 \cdot 10^4 \text{ Вт/см}^2$: 1 - гартування та відпуск за типовими режимами, $V = 9 \text{ мм/с}$; 2 - гартування та відпуск за типовими режимами, $V = 11 \text{ мм/с}$; 3 - ізотермічний відпал, $V = 9 \text{ мм/с}$; 4 - ізотермічний відпал, $V = 11 \text{ мм/с}$

Мета другого етапу досліджень полягала у встановленні впливу попередньої термічної обробки сталей на глибину зміцненого шару. Електронно-променева обробка проводилась на

режимах, які забезпечують утворення у загартованому шарі високолегованого мартенситу та унеможливають оплавлення поверхні. Графіки розподілу мікротвердості по глибині загартованого шару представлено на рис. 5 - 8. Найбільша товщина зміцненого шару (0,55 - 0,65 мм) досягається у тому випадку, якщо перед електронно-променевою обробкою сталі пройшли об'ємне гартування та відпуск [7].

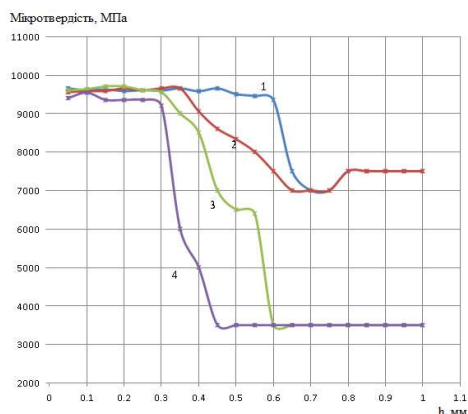


Рис. 7. Вплив попередньої термічної обробки на мікротвердість загартованого шару швидкорізальної сталі P18: $q = 1,2 \cdot 10^4 \text{ Вт/см}^2$: 1 - гартування та відпуск за типовими режимами, $V = 9 \text{ мм/с}$; 2 - гартування та відпуск за типовими режимами, $V = 11 \text{ мм/с}$; 3 - ізотермічний відпал, $V = 9 \text{ мм/с}$; 4 - ізотермічний відпал, $V = 11 \text{ мм/с}$

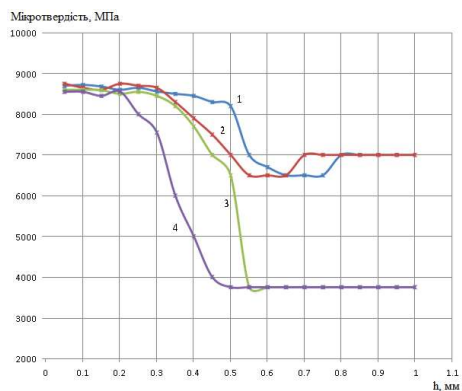


Рис. 8. Вплив попередньої термічної обробки на мікротвердість загартованого шару швидкорізальної сталі X12M: $q = 0,8 \cdot 10^4 \text{ Вт/см}^2$: 1 - гартування та відпуск за типовими режимами, $V = 9 \text{ мм/с}$; 2 - гартування та відпуск за типовими режимами, $V = 11 \text{ мм/с}$; 3 - ізотермічний відпал, $V = 9 \text{ мм/с}$; 4 - ізотермічний відпал, $V = 11 \text{ мм/с}$

Відносно велика товщина зміцненого шару, що утворюється при електронно-променевої обробці сталей, котрі були попередньо піддані об'ємному гартуванню та відпуску, зумовлена їхньою низькою теплопровідністю після такої попередньої обробки. Глибина зміцненого шару

на зразках зі сталей, що перед електронно-променевою обробкою пройшли ізотермічний відпал, майже вдвічі менша, ніж на зразках, що попередньо пройшли об'ємне гартування та відпуск (рис. 5 - 8).

Висновки

1. Зміцнювальну електронно-променеву обробку інструменту, що виготовлений із швидкорізальних та високолегованих штампових сталей, необхідно проводити у твердому стані таким чином, щоб отримати у зміцненому шарі структуру, що складається з високолегованого мартенситу та надлишкових карбідів; оплавлення поверхні інструменту є неприпустимим, оскільки у цьому випадку загартований шар містить надвелику кількість залишкового аустеніту.

2. Задля досягнення максимальної глибини загартованого шару на швидкорізальних та високолегованих штампових сталях, перед електронно-променевою обробкою цих сталей їх слід піддавати об'ємному гартуванню та відпуску за типовими режимами.

Література

1. Сігова В.І., Руденко П.В. Методи локальної поверхневої обробки. Суми: Вид-во СумДУ, 2018. 218 с.
2. Архіпова Т.Ф. Електронно-променеві технології. Вінниця: ВНТУ, 2017. 83 с.
3. Пупань Л.І. Лазерні та електронно-променеві технології у сучасному машинобудуванні. Харків: НТУ "ХПІ", 2020. 109 с.
4. Kindrachuk M., Radionenko O., Kryzhanovskiy A. The friction mechanism between surfaces with regular microgrooves under boundary lubrication // Aviation, 2014. № 18(2). P. 6-71.
5. Назаров О.М. Зміцнювальна електронно-променева обробка залізвуглецевих сплавів. Київ: НАУ, 2012. 248 с.
6. Нікіфоров Ю.М. Електронно-променеве зміцнення. Сучасний стан, проблеми, перспективи. Луцьк: ЛНТУ, 2016. 187 с.
7. Ясній П.В. Підвищення тріщиностійкості конструкційних та інструментальних матеріалів електронно-променевим зміцненням. Тернопіль: Джура, 2018. 231 с.

References

1. Sihova V.I., Rudenko P.V. Metody lokalnoi poverkhnevoi obrobky. – Sumy: Vyd-vo SumDU, 2018. 218s.
2. Arkhipova T.F. Elektronno-promenevi tekhnolohii. Vinnytsia: VNTU, 2017. 83 s.
3. Pupan L.I. Lazerni ta elektronno-promenevi tekhnolohii u suchasnomu mashynobuduvanni. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2020. 109 s.

4. Kindrachuk M., Radionenko O., Kryzhanovskiy A. The friction mechanism between surfaces with regular microgrooves under boundary lubrication // Aviation, 2014. № 18(2). P. 64-71.
5. Nazarov O.M. Zmitsniuvalna elektronno-promeneva obrobka zalizovuhletsevykh splaviv. Kyiv: NAU, 2012. 248s.
6. Nikiforov Yu.M. Elektronno-promeneve zmitsnennia. Suchasnyi stan, problemy, perspektyvy. Lutsk: LNTU, 2016. 187 s.
7. Iasnii P.V. Pidvyshchennia trishchynostiikosti konstruktsiinykh ta instrumentalnykh materialiv elektronno-promenevym zmitsnenniam. Ternopil: Dzhura, 2018. 231 s.

Shevchenko O.V. Study of the influence of hardening electron beam treatment on the microstructure and microhardness of high-speed and stamping steels.

The work investigated the effect of hardening electron beam treatment on the microstructure and microhardness of the surface layers of high-speed and stamping steels. The limit modes of processing were established experimentally, at which the maximum microhardness of the surface layer is achieved, and at the same time, surface melting is prevented. It is proposed to use the power density of the electron beam as a complex parameter of the processing mode, which determines the nature of heating and cooling of the tool during its processing with an electron beam. The power density of the electron beam includes all the other main parameters of the electron beam treatment mode, namely the diameter, power, and speed of the electron beam moving relative to the product to be treated. It was established that the maximum microhardness of the hardened layer is achieved in the case of high-temperature quenching without remelting. At the same time, the maximum dispersion of the structure is ensured almost throughout the depth of the reinforced layer. Surface melting of the tool during electron beam processing is extremely undesirable. Under such processing conditions, there is a sharp decrease in the microhardness of the surface layer, which contains a significant amount of residual austenite. Hardening with the formation of a significant amount of residual austenite leads to a sharp decrease in the content of carbides. An insufficient content of carbides and an excessive content of residual austenite leads to a decrease in the wear resistance of the tool. At the same time, the tool's resistance to plastic deformation worsens at elevated temperatures. It was established that the depth of the hardened layer formed during electron beam treatment of high-speed cutting and stamping steels is significantly affected by the initial microstructure of these steels. In order to obtain the maximum depth of the hardened layer during electron-beam processing of high-speed cutting and stamping steels, these steels should be subjected to preliminary heat treatment in the form of volume hardening and tempering. The optimal values of the overlap coefficient during electron beam processing,

which ensures the minimum width of the tempering zones, have been determined.

Key words: *high-speed steels, microhardness, martensite, retained austenite, electron beam treatment, overlap ratio.*

Шевченко Олександр Володимирович – к.т.н., доцент, доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), shev.cmw@ukr.net.

Стаття подана 06.03.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-31-37>

УДК 622

ВПЛИВ ШОРСТКОСТІ РОБОЧОЇ ПОВЕРХНІ СОПЛА ЛАВАЛЯ НА ПАРАМЕТРИ ГАЗОВОГО ПОТОКУ

Михайлюк В.В., Лях М.М., Paweł Gara,
Витвицький В.С., Дейнега Р.О., Процюк Г.Я.

THE INFLUENCE OF THE WORKING SURFACE ROUGHNESS OF THE LAVAL NOZZLE ON THE GAS FLOW PARAMETERS

Mykhailiuk V.V., Liakh M. M., Paweł Gara,
Vytyvtskiy V.S., Deineha R.O., Protsiuk H.Y.

Охолодження газових сумішей широко використовується у різноманітних технологічних процесах в хімічній, нафтогазовій, цементній та інших галузях. Існує доволі багато різних способів охолодження, проте вони є енергозатратними, вимагають великогабаритного та складного обладнання тощо. Одним із найменш енергозатратних є – спосіб охолодження газу за допомогою сопла Лавалля. У статті розроблено тривимірну модель сопла Лавалля та за допомогою імітаційного моделювання досліджено вплив шорсткості внутрішніх поверхонь на його роботу. При цьому було враховано склад димових газів, їх температуру, тиск та витрату на вході у сопло і тиск та температуру на виході з нього. Для дослідження застосовано параметричне дослідження, а саме "аналіз можливих варіантів", що реалізується у програмі FlowSimulation, що є модулем програми SolidWorks. Застосування параметричного дослідження дозволило змінювати декілька параметрів (об'ємну витрату газу на вході у сопло та шорсткість внутрішньої поверхні сопла) для аналізу вибраних параметрів потоку, заданих як цілі (температуру газової суміші, число Маха). З метою підвищення точності отримуваних результатів імітаційного моделювання проведено оптимізацію сітки скінченних елементів так, що найдрібніші елементи розташовані найближче до поверхонь сопла, з якими контактує газовий потік. У результаті імітаційного моделювання встановлено, що найбільше зниження температури газової суміші досягається за числа Маха близькому 3. При подальшому збільшенні витрати газової суміші її мінімальна температура залишається майже незмінною. Збільшення шорсткості внутрішніх поверхонь сопла призводить до незначного підвищення температури. Використання розробленої конструкції сопла Лавалля для охолодження димових газів виробництв можливе також і за чисел Маха, що є значно нижчими 3. При цьому децю підвищиться температура на виході з нього, але зменшиться тиск на його вході. Це є доцільним використанням сопла із врахуванням особливостей технологічних процесів на виробництві, оскільки можна використовувати менш вартісне обладнання для подачі газової суміші (не використовувати складні та дорогі компресори), або

взагалі за можливості відбирати газову суміш із трубопроводу вже із необхідним тиском.

Ключові слова: газова суміш, нафтогазова галузь, цементна галузь, охолодження, сопло Лавалля, число Маха, температура газу.

Вступ. Охолодження гарячих газів у хімічній, нафтогазовій, цементній та інших галузях використовується для забезпечення різноманітних технологічних процесів. Основними способами охолодження газового потоку є: розбавлення потоку повітрям, вприскування води у потік; використання обладнання (теплообмінників) тощо. Зазвичай для досягнення кращого охолодження ці способи комбінуються. Проте ці способи зазвичай є дорогішими, у них використовується складне обладнання, яке потребує обслуговування та ремонту, також ці способи є енергозатратними.

Авторами [1] пропонується спосіб відділення рідини і механічних частинок з газового потоку за високої температури +120 °С...+160 °С. Необхідно зазначити, що за використання цього способу енерговитрати є мінімальними. Суть способу полягає у попередньому охолодженні газового потоку за допомогою багатосоплового пристрою та подальшому перетворенні охолодженої пари у дрібнодисперсні краплини рідини у буферній камері. Далі газорідний потік подається на сепаратори, в яких краплинна рідина і механічні частинки уловлюються. На виході отримується конденсат пари димових газів, що містить пил та

механічні домішки. Конденсат з домішками можна утилізувати або за можливості повторно використати у технологічному процесі. Пропонований спосіб можна застосовувати, наприклад, на цементному виробництві, оскільки у їх димових газах містяться шкідливі речовини, які негативно впливають на навколишнє середовище та здоров'я людей [2]. Необхідно зазначити, що до основних парникових газів в атмосфері Землі відносяться пари води (H_2O), вуглекислий газ (CO_2), закис азоту (N_2O), метан (CH_4), озон (O_3), гексафторид сірки (SF_6), гідрофторвуглецеві сполуки (ГФВ) і перфторвуглецеві сполуки (ПФВ).

Розроблення, дослідження та оптимізація обладнання для охолодження димових газів та очищення їх від окремих шкідливих частин є сьогодні актуальним завданням. Це дозволить підвищити ефективність його роботи, що, у свою чергу, зменшить енерговитрати на окремі технологічні процеси, і як наслідок зменшить шкідливий вплив на навколишнє середовище.

Аналіз закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій. У роботі [3] розглядаються форсунок великих і малих розмірів, які широко використовуються у різних галузях промисловості. У роботі проведено дослідження впливу розмірів і шорсткості поверхні на експлуатаційні характеристики сопла Лавалю. Представлено варіацію продуктивності роботи форсунок від звичайного макро- до мікромасштабу. Встановлено, що габаритний розмір сопла чинить значний вплив на тертя газового потоку до поверхні сопла. Зі зменшенням розміру сопла швидкість і тяга погіршуються. Мікросопло має меншу чутливість до зміни шорсткості поверхні, ніж сопло великого розміру. У роботі також запропоновано технології покращення якості поверхні сопла та способи для запобігання задирів для зменшення впливу тертя на продуктивність мікронасадок. Також розроблено новий процес для контролю та зменшення утворення задирів під час обробки мікронасадок. Запропоновано матеріал, який необхідно наносити як покриття на шорстку оброблену поверхню перед її остаточною механічною обробкою. Результати випробувань на тягу показали, що використання такого процесу обробки сприяє покращенню експлуатаційних характеристик мікронасадки.

У роботі [4] проведено теоретичне оптимізаційне дослідження адіабатичних течій стисливих газів для конічних сопел із

внутрішньою шорсткою поверхнею. Розроблено математичну модель, що дозволяє визначити тягу з урахуванням тертя сопла та втрат на розбіжність. У першій частині дослідження показано, що в соплах із шорсткою поверхнею існують критичні значення півкута розкриття сопла, за яких додаткового збільшення швидкості газу не досягається. Також спостерігається, що мінімальне значення напівкута відкриття сопла збільшується зі збільшенням швидкості потоку та шорсткості внутрішньої поверхні сопла. У другій частині дослідження показано, що існують оптимальні значення половинного кута розкриття сопла для мінімальних гідравлічних втрат через сопло для кожної комбінації гідравлічного опору, викликаного шорсткістю внутрішньої поверхні та площі поперечного перерізу вихідного отвору сопла.

Траєкторія ріжучого інструменту значно впливає на продуктивність мікронасадок [5]. Різні траєкторії руху інструментів під час виготовлення насадки утворюють різні напрямки шорсткості поверхні. Тому виробники насадок повинні застосовувати оптимальну траєкторію ріжучого інструменту та параметри процесу різання. У цій статті подано оптимальні параметри обробки для виготовлення мікронасадки Лавалю із двома різними траєкторіями руху торцевої фрези. По-перше, запропоновано моделі шорсткості поверхні для різних типів траєкторії ріжучого інструменту. По-друге, розроблені теоретичні геометрії профілю для виготовлюваного сопла Лавалю. По-третє, вплив шорсткості поверхні на робочі параметри сопла, досліджується за допомогою обчислювального гідродинамічного аналізу. Змодельовані параметри продуктивності порівняні з їх теоретичними значеннями. Виявлено, що із збільшенням шорсткості поверхні, тяга явно зменшується. Також було виготовлено насадку з осью траєкторією руху інструменту та проведено оптимізацію параметрів різання.

Поява технології адитивного виробництва полегшила проектування та виготовлення деталей і моделей як для наукових досліджень так і у аерокосмічній промисловості [6]. Рух потоку у соплах не є новою темою дослідження, проте сопла, виготовлені за допомогою адитивного виробництва не були досліджені. Шорсткість поверхні та міцність надрукованих на 3D-принтерах сопел є основними проблемами, коли ці сопла застосовуються до стисливих потоків. У роботі показано

розроблене та випробуване конвергентне сопло та сопло Лавалю, яке виготовлене за допомогою адитивного виробництва з використанням пластику ABS. Шорсткість поверхні всередині збіжного сопла кількісно визначається за допомогою неруйнівного методу. Загалом експериментальні результати добре порівнюються з аналітичними рішеннями для збіжного сопла та чисельного моделювання, проведеного в ANSYS Fluent для сопла Лавалю. Сопла, надруковані за допомогою 3D-принтера можна використовувати для швидкої демонстрації та перевірки нових ідей і концепцій у педагогіці та дослідженнях за великих чисел Рейнольдса.

Мета роботи та обґрунтування необхідності її виконання

Метою роботи є дослідження впливу витрати, тиску та шорсткості на зміни термодинамічних параметрів сопла Лавалю з врахуванням складу газу.

Для досягнення мети необхідно:

– побудувати тривимірну модель сопла Лавалю та встановити вхідні та вихідні параметри для імітаційного моделювання;

– провести імітаційне моделювання роботи сопла Лавалю, проаналізувати результати та встановити залежності зміни термодинамічних параметрів.

Викладення основного матеріалу

Одним із способів охолодження газу є застосування сопла Лавалю. Сопло складається з двох частин: дифузора та конфузора. Під час проходження газу крізь сопло досягається його швидкість, яка є більшою швидкості звуку (число Маха стає більшим 1). При цьому відбувається зниження тиску та температури газу після сопла.

Застосування такого сопла у виробничих процесах, зазвичай, обмежене параметрами обладнання, з яким воно застосовується. Також з метою зменшення затрат енергії на охолодження газу за використання сопла доцільно встановити його параметри при застосуванні у конкретному технологічному процесі.

Отже, сопло Лавалю, пропонується використовувати у технологічному процесі охолодження димових газів цементного виробництва. Розроблений спосіб відділення рідини та механічних домішок із газового потоку висвітлено у роботі [1]. Геометричні параметри сопла Лавалю, що використовується у багатосопловому пристрої, були досліджені у роботі [7].

Для дослідження впливу шорсткості робочої поверхні сопла Лавалю на параметри газового потоку побудовано тривимірну модель сопла Лавалю (рис. 1).

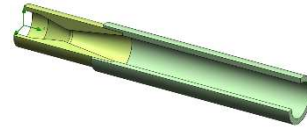


Рис. 1. Тривимірна модель сопла Лавалю

Для проведення імітаційного моделювання застосовано програму FlowSimulation, що є модулем програми SolidWorks, у якій було розроблено тривимірну модель сопла. Під час імітаційного моделювання застосовано модуль "Параметричне дослідження", який призначений для виконання серії розрахунків у одному з можливих режимів [8]:

– аналіз можливих варіантів, який дозволяє змінювати декілька параметрів (розміри моделі, параметри граничних умов, параметри початкової сітки тощо) для аналізу вибраних параметрів потоку (заданих як цілі);

– оптимізація цілі дозволяє змінювати тільки один вибраний параметр для отримання його визначеного значення, за якого вибрана цілі буде рівна заданому цільовому у цільовій функції або значенні);

– планування експериментів та оптимізація дозволяють працювати із наборами експериментів (розрахункових точок сценарію), у яких вибрані вхідні параметри будуть змінюватись у межах заданого мінімального та максимального значень.

Це дозволяє знайти рішення та провести оптимізацію дослідження для декількох вхідних змінних за використання внутрішньої технології оптимізації).

Газова суміш, що використовується під час дослідження сопла, складається з таких компонентів, масова концентрація яких (азот – 28 %; вода – 11 %; вуглекислий газ – 22 %; кисень – 9 %; повітря – 30 %) [2]. Температура газової суміші на вході у сопло згідно виробничих даних становить 120 °С. На виході газова суміш виходить у середовище з температурою 20 °С та тиском 121325 Па.

Під час імітаційного моделювання прийнято режим модуля "Параметричне дослідження" – "аналіз можливих варіантів". Вхідними змінними параметрами прийнято: об'ємну витрату на вході у сопло (0,02; 0,04; 0,06 та 0,08 м³/с) та шорсткість поверхонь сопла, з якими контактує газова суміш (0; 40; 80; 120;

160 та 200 мкм). Слід зазначити, що величини шорсткості слід зазначати у Rz [8]. Щодо напрямку руху газової суміші та граничних умов, то вона рухається зліва праворуч (згідно рисунку 1). Вихідними параметрами прийнято температуру газової суміші та число Маха (контролюються у всьому внутрішньому об'ємі сопла) і температуру газової суміші на виході з сопла (контролюється на вихідній поверхні обмежувальної кришки). Виходячи з кількості змінних параметрів, отримуємо 24 розрахункові точки.

Для підвищення точності отримуваних результатів було оптимізовано сітку скінченних елементів (рис. 2) так, що найдрібніші її елементи розміщуються найближче до поверхні сопла, з яким контактує газовий потік.

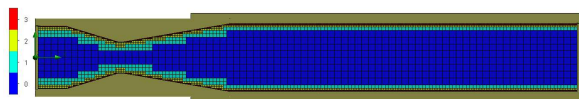


Рис. 2. Оптимізована сітка скінченних елементів

У таблиці наведено результати проведеного імітаційного моделювання.

Таблиця

Результати імітаційного моделювання

Параметр	Об'ємна витрата газової суміші на вході у сопло, м ³ /с	Шорсткість внутрішньої поверхні, мкм	Мінімальна температура газової суміші у соплі (у внутрішньому об'ємі), °С	Максимальне число Маха	Середня температура газової суміші на виході з сопла, °С
1	0,02	0	93,72	0,65	119,70
2	0,02	40	95,67	0,61	119,72
3	0,02	80	96,76	0,61	119,81
4	0,02	120	96,70	0,61	119,81
5	0,02	160	96,80	0,61	119,81
6	0,02	200	96,88	0,61	119,82
7	0,04	0	-119,45	2,95	25,33
8	0,04	40	-123,65	2,99	25,40
9	0,04	80	-123,42	2,99	25,79
10	0,04	120	-125,99	3,00	26,54
11	0,04	160	-125,86	3,00	26,82
12	0,04	200	-121,41	2,97	26,35
13	0,06	0	-113,00	2,89	17,74
14	0,06	40	-106,32	2,79	19,10
15	0,06	80	-98,32	2,68	19,31
16	0,06	120	-93,69	2,61	19,78
17	0,06	160	-98,13	2,67	19,87
18	0,06	200	-97,21	2,66	20,10
19	0,08	0	-99,38	2,73	24,73
20	0,08	40	-104,68	2,80	25,37
21	0,08	80	-94,98	2,67	25,73
22	0,08	120	-97,32	2,70	25,92
23	0,08	160	-101,50	2,76	26,10
24	0,08	200	-99,43	2,73	26,24

Для зручності аналізу отриманих результатів імітаційного моделювання їх подано у вигляді графічних залежностей.

На рисунку 3 показано залежність максимального числа Маха від параметрів, заданих у розрахункових точках.

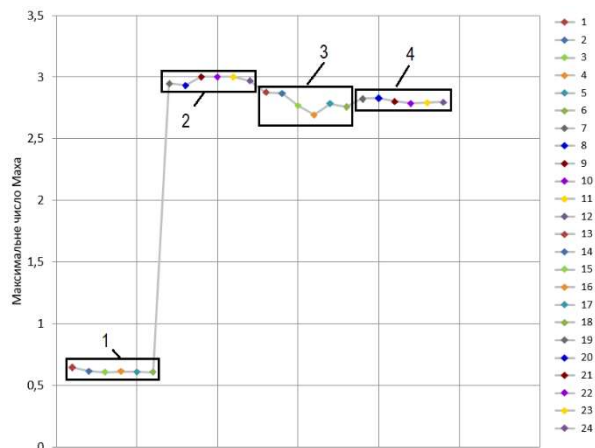


Рис. 3. Залежність максимального числа Маха від параметрів, заданих у розрахункових точках:

1 – 0,02 м³/с; 2 – 0,04 м³/с;
3 – 0,06 м³/с; 4 – 0,08 м³/с

На цьому рисунку також згруповано розрахункові точки, у яких витрата газу на вході у сопло є однаковою.

На рисунку 4 зображено залежність мінімальної температури газової суміші у соплі (у внутрішньому об'ємі) від параметрів, заданих у розрахункових точках.

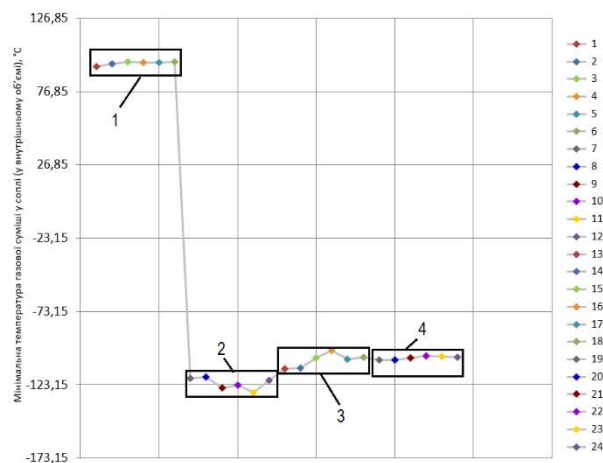


Рис. 4. Залежність мінімальної температури газової суміші у соплі (у внутрішньому об'ємі) від параметрів, заданих у розрахункових точках

1 – 0,02 м³/с; 2 – 0,04 м³/с;
3 – 0,06 м³/с; 4 – 0,08 м³/с

На рисунку 5 зображено залежність середньої температури газової суміші на виході з сопла від параметрів, заданих у розрахункових точках.

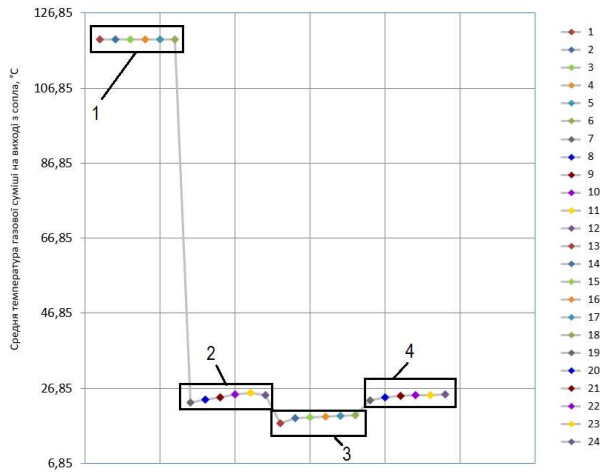


Рис. 5. Залежність середньої температура газової суміші на виході з сопла від параметрів, заданих у розрахункових точках:
 1 – 0,02 м³/с; 2 – 0,04 м³/с;
 3 – 0,06 м³/с; 4 – 0,08 м³/с

Згідно отриманих результатів імітаційного моделювання впливає, що програмне забезпечення FlowSimulation чутливе до зміни вхідних параметрів моделювання. Зниження температури газової суміші згідно рисунка 3 починається при перевищенні числа Маха величини 1. Мінімальна температура газової суміші у соплі (рис. 4) досягається при числі Маха близькому 3. При подальшому збільшенні витрати газової суміші її мінімальна температура залишається майже незмінною.

За різних витрат газової суміші (рис. 4 та рис. 5) спостерігається незначне підвищення температури при збільшенні шорсткості. Проте, цікавою є зона переходу від згрупованих точок 1 до згрупованих точок 2, оскільки саме тут відбувається збільшення швидкості руху газової суміші з дозвукової у надзвукову. Тому доцільно розглянути цю зону детальніше. Для цього обмежено та змінено деякі вхідні дані: замість об'ємної витрати на вході прийнято зміну тиску (від 50325 Па до 1001325 Па), шорсткість поверхні сопла, з якою контактує газова суміш, прийнято рівною Rz 25 (відповідає чистовому точінню). За таких вхідних даних отримано 10 розрахункових точок.

Отже, згідно результатів, мінімальна температура газової суміші (мінус 172 °C) у соплі буде за числа Маха рівного 3 та тиску на вході у сопло 578658 Па. Середня температура

газової суміші на виході з сопла складає 28 °C. Проте, необхідно зауважити, що середня температура газової суміші на виході з сопла у реальних умовах буде дещо вищою, оскільки під час імітаційного моделювання не було враховано теплопередачу стінок сопла. Також слід зазначити, що залежно від параметрів технологічного процесу, у якому може застосовуватись охолодження газового потоку за допомогою сопла Лавалю, його можна використовувати за значно менших чисел Маха, тим самим зменшуючи тиск на вході у нього. На виробництві тиск газової суміші може бути обмежений технологічними особливостями, наявним обладнанням (наприклад, для подачі гарячої газової суміші необхідно мати спеціальні вентилятори, для створення високого тиску – використовувати дорогі компресорне обладнання тощо).

Висновки

Для охолодження димових газів різноманітних виробництв запропоновано використовувати спосіб, за якого димовий газ проходить через сопло Лавалю з надзвуковою швидкістю. Проте, під час виготовлення таких сопел, можливо отримати різні шорсткості внутрішніх поверхонь сопла. Для дослідження впливу шорсткості поверхні сопла побудовано його тривимірну модель та встановлено вхідні параметри: об'ємну витрату на вході у сопло та шорсткість поверхонь сопла, з якими контактує газова суміш. Вихідними параметрами прийнято температуру газової суміші та число Маха (контролюються у всьому внутрішньому об'ємі сопла) і температуру газової суміші на виході з сопла (контролюється на вихідній поверхні обмежувальної кришки). Отримано для дослідження 24 розрахункові точки.

Проведено імітаційне моделювання у програмі FlowSimulation, що є модулем програми SolidWorks. Перевірено, що використовуване програмне забезпечення є доволі чутливим до змінних параметрів моделювання. Встановлено, що найбільше зниження температури газової суміші (із врахуванням складу її компонентів) досягається за числа Маха близькому 3. При подальшому збільшенні витрати газової суміші її мінімальна температура залишається майже незмінною. Збільшення шорсткості внутрішніх поверхонь сопла призводить до незначного підвищення температури. Використання розробленої конструкції сопла Лавалю для охолодження димових газів виробництв можливе також і за

чисел Маха, що є значно нижчими 3. При цьому дещо підвищиться температура на виході з нього, але зменшиться тиск на його вході. Це є доцільним використанням сопла із врахуванням особливостей технологічних процесів на виробництві, оскільки можна використовувати менш вартісне обладнання для подачі газової суміші (не використовувати складні та дорогі компресори), або взагалі за можливості відбирати газову суміш із трубопроводу вже із необхідним тиском.

Література

1. Патент на корисну модель № 152837, Україна, V03S 3/02. Спосіб виділення рідини і механічних частинок з газового потоку / Крижанівський Є.І. (UA); Лях М. М. (UA); Михайлюк В. В. (UA); Маковійчук М.В. (UA); Кучірка Ю.М. (UA); Витриховський Є.А. (UA) – u202200306; Заявл. 25.01.2022; Опубл. 19.04.2023, Бюл. № 16. 4 с.
2. Довідник з ресурсоефективного та чистого виробництва. цементна промисловість/ С. В. Плашихін. К.: Центр ресурсоефективного та чистого виробництва, 2020. 96 с.
3. Cai, Y., Liu, Z., & Shi, Z. (2017). Effects of dimensional size and surface roughness on service performance for a micro Laval nozzle. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 27. <https://doi.org/10.1088/1361-6439/aa6552>.
4. Vlassov, D., Vargas, J., & Ordonez, J. (2007). The optimization of rough surface supersonic nozzles. *Acta Astronautica*, 61, 866-872. <https://doi.org/10.1016/J.ACTAASTRO.2007.01.068>.
5. Cai Y, Liu Z, Shi Z, Song Q, Wan Y. Optimum end milling tool path and machining parameters for micro Laval nozzle manufacturing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*. 2017;231(10):1703-1712. doi:10.1177/0954405415608601
6. Chen M, Baby R, Dillard S, Lee YT and Ekkad S (2022) Design and test a converging and de Laval nozzle using additive manufacturing. *Front. Aerosp. Eng.* 1:951987. doi: 10.3389/fpace.2022.951987
7. Лях М.М., Михайлюк В.В., Яцишин Т.М., Витриховський Є.А. (2022). Дослідження впливу геометричних параметрів сопла Лавалія на зміну температури потоку газу. *Прикарпатський вісник наукового товариства імені Шевченка*. Число, 17(64), 108-117. [https://doi.org/10.31471/2304-7399-2022-17\(64\)-108-117](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2022-17(64)-108-117)
8. Flow Simulation. 2020. Technical Reference SolidWorks Flow Simulation 2021. <https://www.cati.com/wp-content/uploads/2021/04/swflow2021-technical-reference.pdf> (Accessed: 29 May 2024).

References

1. Patent na korysnu model № 152837, Ukraina, V03S 3/02. Sposib vydilennia ridyny i mekhanichnykh chastynok z hazovoho potoku / Kryzhanivskiy Ye.I. (UA); Liakh M. M. (UA); Mykhailiuk V. V. (UA); Makoviichuk M.V. (UA); Kuchirka Yu.M. (UA); Vytrykhovskiy Ye.A. (UA) – u202200306; Zaiavl. 25.01.2022; Opubl. 19.04.2023, Biul. № 16. 4 s.
2. Dovidnyk z resursoefektyvnoho ta chystoho vyrobnytstva. tsementna promyslovist/ S. V. Plashykhin. K.: Tsentr resursoefektyvnoho ta chystoho vyrobnytstva, 2020. 96 s.
3. Cai, Y., Liu, Z., & Shi, Z. (2017). Effects of dimensional size and surface roughness on service performance for a micro Laval nozzle. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 27. <https://doi.org/10.1088/1361-6439/aa6552>.
4. Vlassov, D., Vargas, J., & Ordonez, J. (2007). The optimization of rough surface supersonic nozzles. *Acta Astronautica*, 61, 866-872. <https://doi.org/10.1016/J.ACTAASTRO.2007.01.068>.
5. Cai Y, Liu Z, Shi Z, Song Q, Wan Y. Optimum end milling tool path and machining parameters for micro Laval nozzle manufacturing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture*. 2017;231(10):1703-1712. doi:10.1177/0954405415608601
6. Chen M, Baby R, Dillard S, Lee YT and Ekkad S (2022) Design and test a converging and de Laval nozzle using additive manufacturing. *Front. Aerosp. Eng.* 1:951987. doi: 10.3389/fpace.2022.951987
7. Liakh M.M., Mykhailiuk V.V., Yatsyshyn T.M., Vytrykhovskiy Ye.A. (2022). Doslidzhennia vplyvu he-ometrychnykh parametriv sopla Lavalia na zminu tem-peratury potoku hazu. *Prykarpatskyi visnyk naukovoho tovarystva imeni Shevchenka*. Chyso, 17(64), 108-117. [https://doi.org/10.31471/2304-7399-2022-17\(64\)-108-117](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2022-17(64)-108-117)
8. Flow Simulation. 2020. Technical Reference SolidWorks Flow Simulation 2021. <https://www.cati.com/wp-content/uploads/2021/04/swflow2021-technical-reference.pdf> (Accessed: 29 May 2024).

Mykhailiuk V. V., Liakh M. M., Pawel Gara, Vytvytskyi V. S., Deineha R. O., Protsiuk H. Y. The influence of the working surface roughness of the Laval nozzle on the gas flow parameters

Cooling of gas mixtures is widely used in various technological processes in the chemical, oil and gas, cement and other industries. There are quite a few different ways of cooling, but they are energy-consuming, require bulky and complex equipment, etc. One of the least energy-consuming methods is the method of gas cooling using a Laval nozzle. In the article, a three-dimensional model of the Laval nozzle was developed and the influence of the roughness of the internal surfaces on its operation was investigated using simulation modeling. At the same time, the composition

of flue gases, their temperature, pressure and flow at the entrance to the nozzle and pressure and temperature at the exit from it were taken into account. For the study, a parametric study was applied, namely "analysis of possible options", which is implemented in the FlowSimulation program, which is a module of the SolidWorks program. The application of a parametric study made it possible to change several parameters (gas flow rate at the nozzle inlet and the roughness of the inner surface of the nozzle) for the analysis of selected flow parameters set as targets (gas mixture temperature, Mach number). In order to increase the accuracy of the simulation results obtained, the mesh of finite elements was optimized so that the smallest elements are located closest to the surfaces of the nozzle with which the gas flow is in contact. As a result of simulation modeling, it was established that the greatest decrease in the temperature of the gas mixture is achieved at a Mach number close to 3. With further increase in the flow rate of the gas mixture, its minimum temperature remains almost unchanged. An increase in the roughness of the internal surfaces of the nozzle leads to a slight increase in temperature. The use of the developed Laval nozzle design for cooling industrial flue gases is also possible at Mach numbers that are much lower than 3. In this case, the temperature at its exit will rise slightly, but the pressure at its entrance will decrease. This is an appropriate use of the nozzle, taking into account the peculiarities of technological processes in production, since it is possible to use less expensive equipment for supplying the gas mixture (do not use complex and expensive compressors), or, if possible, to take the gas

mixture from the pipeline already at the required pressure.

Key words: gas mixture, oil and gas industry, cement industry, cooling, Laval nozzle, Mach number, gas temperature.

Михайлюк Василь Володимирович – к. т. н, доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Лях Михайло Михайлович – к. т. н, професор кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Pawel Gara PhD, AGH University of Krakow

Витвицький Василь Степанович – к. т. н, доцент кафедри технічної механіки, інженерної та комп'ютерної графіки Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Дейнега Руслан Олександрович – к. т. н, доцент кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Процюк Галина Ярославівна – асистент кафедри інженерії програмного забезпечення Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

Стаття подана 25.04.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-38-42>

УДК 62-83

ELECTRIC DRIVE WITH FREQUENCY-REGULATED SYNCHRONOUS MOTOR WITH HIGH PRECISION DIGITAL SENSORS

Rudniev Y.S., Romanchenko J.A., Brozhko R.M.

ЕЛЕКТРОПРИВОД З ЧАСТОТНО-РЕГУЛЬОВАНИМ СИНХРОННИМ ДВИГУНОМ З ВИСОКОТОЧНИМИ ЦИФРОВИМИ ДАТЧИКАМИ

Руднєв Є.С., Романченко Ю.А., Брожко Р.М.

The article studies an electric drive with a frequency-regulated synchronous motor. The main advantages of synchronous motors in comparison with asynchronous ones are listed. The current state and the growth trends in the production of AC electric drives are considered. It is shown that two-link frequency converters have received the greatest application for wide-range regulation of rotation frequency of synchronous motors. They convert the electricity from supply network into electricity with the required voltage, current and frequency in two stages. This transformation is carried out by special devices – autonomous inverters. It has been established that the efficiency of a two-link frequency converter is quite high and about 96,5-98,5%, which is due to the efficiency of the power semiconductor devices used in the key operating mode. Modern trends in the use of voltage and current inverters are considered. It is shown that the use of new semiconductor devices made it possible to fundamentally change the topology of the power circuit and the principles of inverter control. The approach of most manufacturers to the topology of autonomous inverters in frequency converters is considered. The most advanced structures (matrix and hybrid) of AC converters, which are produced by modern industry, are considered. Based on the analysis, it is set that high-precision, reliable and noise-resistant digital sensors are widely used in DC and AC electric drive systems – absolute and incremental encoders, as well as optoelectric attached sensors for registering distances, angles of rotation or the number of turns – resolvers. They are used together with numerical control systems, drives and position determination devices. The power supply circuit for synchronous electric motors of the main drive of the rolling stand of a thick plate mill 3000 based on ALPSA VDM 7000 converters from ALSTOM (Converteam) is considered. The main task of control system of the converter network part is to regulate the voltage of the DC link. The block

diagram of the control system for the rectifier and inverter parts of the VD 7000 converters is given.

Keywords: synchronous motor, electric drive, frequency converter, autonomous inverter, sensor, current regulator, voltage regulator.

Introduction. Three-phase synchronous electric motors, due to their design features and high technical and economic performance, are increasingly used in industry. Synchronous motors (SM) are used in electric drives of a variety of mechanisms with a variable load, namely, cone and hammer crushers, ball and rod mills of mining enterprises, pumping units, shears and saws for metal, continuous and reversing rolling mills, compressors, mine hoists, powerful excavators and many other mechanisms [1, 2].

The main advantages of SM in comparison with asynchronous (AM):

– SM, regardless of the load, is able to supply reactive power to the network, which is the simplest and most effective way to increase the power coefficient of the power system;

– the static overload capacity of the SM depends linearly on the supply voltage; when the voltage decreases, the operation of the loaded SM is stable, since in the SM the voltage drop in the network has less effect on the magnitude of the electromagnetic torque;

– SM has a high multiplicity of maximum torque, which allows to use SM both at a constant or smoothly changing load, and at a sharply changing load;

– a large air gap, due to which the reliability of SM is higher and heat removal is better;

– SM has a higher efficiency than AM;

Thus, SM has very valuable properties. However, they are still not widely used, since it is believed that the SM is more expensive and more difficult to operate.

The objective. The current state of frequency-regulated electric drives, both in terms of the implementation of their power base – power frequency converters (FC), and control and regulation tools allow to replace unregulated drives of a large range of mechanisms (for example, centrifugal and piston pumps, compressors, etc.), and also makes it technically feasible to replace the variable DC drive. In addition, it became possible to increase unit power and overload capacity, which is unattainable during the use of DC motors due to the limitation on switching conditions. This makes it possible to develop units of increased productivity.

Research results. Almost all leading electrical companies increase the annual output of AC drives. The production of these electric drives is predicted to grow by 20-30%. The growth of their production and the validity of the forecast are mainly due to two stable trends:

- automation of production processes using automated process control system, which involves the use of adjustable electric drives;
- the use of energy-saving technologies in various areas of production, which provide a significant economic effect.

An electric drive with a frequency-regulated synchronous motor is the most versatile and promising regulated AC electric drive in a wide range of power (from tens of watts to several tens of thousands of kilowatts) and rotation speeds (from units to 12 thousand min^{-1} and higher). They are performed both with synchronous motors (SM) of traditional design (turbo and hydraulic machines) and special design (with permanent magnets, halopolar, etc.).

Two-link frequency converter (FC) (Fig. 1) (the so-called systems with double energy conversion) have received the greatest application for wide-range regulation of the rotation frequency of synchronous motors. Such devices convert the electricity of the mains into electricity with the required values of voltage, current and frequency in two stages. At the first, with the help of a rectifier, the current and voltage of the network with a frequency of 50 Hz are converted into direct current and voltage. At the second stage, direct current and voltage are converted into alternating current, but with new values of current, voltage and frequency necessary to ensure the desired mode of operation of the electric motor.

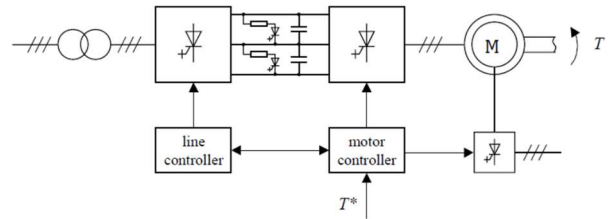


Fig. 1. Single-line power supply circuit of SM from a two-link FC

This transformation is carried out by special devices – autonomous inverters. The inverter is named autonomous because its operation is not directly connected to the power supply network. An autonomous inverter can work, for example, from a battery, and not only from a mains rectifier. Despite the imaginary cumbersome nature of such a conversion method, the efficiency of a two-link FC turns out to be quite high – 96,5-98,5%. This is due to the efficiency of the applied power semiconductor devices in the key operating mode.

The type of power semiconductor device affects the topology of the power circuit of an autonomous inverter and FC as a whole. Current inverters based on capacitor-switched SCR - thyristors are being replaced by voltage and current inverters based on fully controlled (turned on and off by control signals) GTO, IGCT and SGCT - thyristors, as well as on power insulated gate bipolar transistors – IGBT.

The use of new semiconductor devices made it possible to fundamentally change not only the topology of the power circuit of the inverter, primarily ASI, but also the principles of inverter control. For autonomous voltage inverter (AVI) and autonomous current inverter (ACI) on fully controlled «high-voltage switches», different pulse-width modulation (PWM) technologies are used: PWM with a «detector» (relay type), software PWM with selectable suppression of higher harmonics, multi-level PWM, PWM in combination with pulse-amplitude modulation, etc.

The approach of most manufacturers to the topology of autonomous inverters in FC can be reduced to the following fundamental decisions:

- implementation of ACI on a bridge circuit on SCR-thyristors (which are switched on by control signals and switched off with the help of capacitors);
- performance of ACI on fully controlled (turned on and off by control) symmetrical thyristors (GTO, SGCT);
- implementation of AVI with three voltage levels (3-level) and switching to a « star » (with a

fixed zero point or a fixed neutral (Neutral-Point Clamped - NPC));

- implementation of AVI with four voltage levels (4-level);

- implementation of multi-level AVI (Multi-level).

In recent years, due to significant progress in the creation of high-speed power semiconductor devices, there has been a trend towards the creation of more advanced topologies of AC converters. These topologies primarily include matrix and hybrid structures.

The matrix structure provides the transformation of the AC source parameters (amplitude and frequency) into the voltage required to power the load, without energy accumulation in the intermediate DC link. Such converters belong to direct power transmission systems. The absence of large DC link capacitors, which occupy from 30 to 50% of the inverter's volume, allows to create small-sized converters. Also, they can operate over a wider temperature range and have a longer life because there are no electrolytic capacitors that are sensitive to high temperatures.

Speed sensors are widely used in DC and AC drive systems. The analog tachogenerators used in the past are now replacing more accurate, reliable and noise-resistant digital sensors – absolute and incremental encoders, as well as optoelectric attached sensors for recording distances, angles of rotation or speed – resolvers. These sensors are produced by foreign companies such as Heidenhine, Leine&Linde, Siemens, Hubner, Omron, Schneider Electric, Avtron, etc. They are used together with numerical control systems (CNC), drives and position detection devices [3].

Let's consider the power supply circuit for synchronous electric motors of the main drive of the rolling stand of a thick plate mill 3000 based on ALPSA VDM 7000 converters from ALSTOM (Converteam) [4, 5]. Rolls are rotated by DMMYZ 3058-16V synchronous motors from VEM motors GmbH with a capacity of 4600 kW each.

The inverter part of the VDM 7000 converter is built on the basis of a three-level AVI. In the considered example, each converter is equipped with a rectifier / network part with the possibility of recuperating the kinetic energy of the rotating masses back to the network, the so-called Active Front-End system (AFE). In other words, the converter consists of the same modules on water-cooled GTO – thyristors for both the inverter and rectifier parts.

The main task of the network part control system of converter is to regulate the voltage of the DC link. The DC link controller calculates the task for the active component of the consumed current, fig. 2.

Slave internal current controller operates in orthogonal rotating coordinate system d/q, which is determined by the linear voltage vector. In the context of network part control, q axis means line voltage direction, d axis is orthogonal to it. The power coefficient controller controls the reactive component of the consumed current. To improve the quality of voltage vector tracking the phase-locked loop device is used (PLL). Some elements of the network part control system, such as the current consumption regulator, the PWM device and the DC link voltage regulator are similar in nature or even identical to those of the inverter part of the converter, which will be described below.

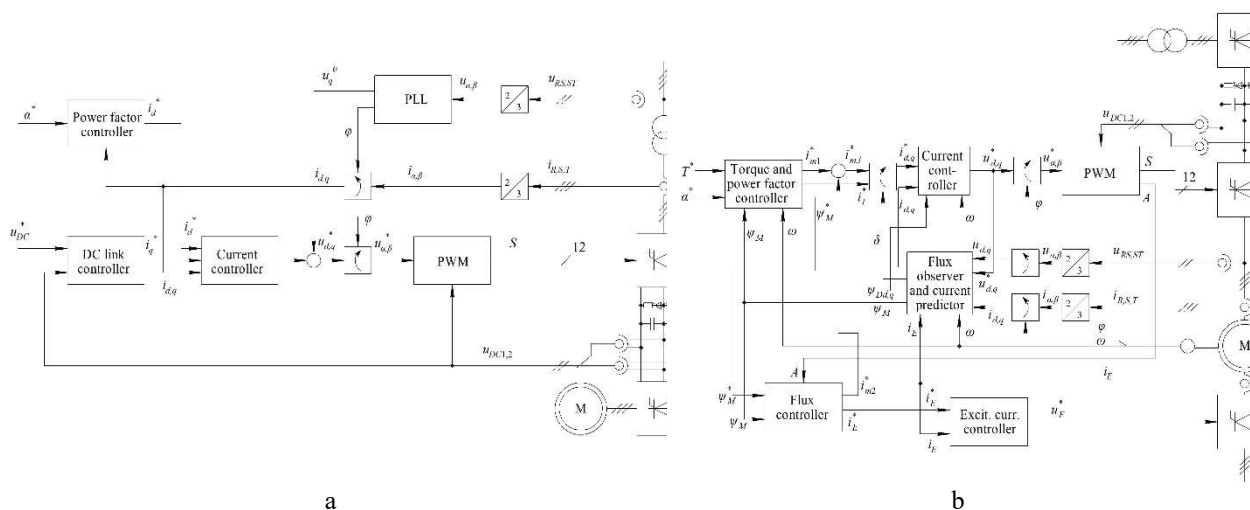


Fig. 2. Structural diagram of the control system of rectifier (a) and inverter (b) parts of converters VD 7000

Torque and power coefficient controller. Depending on the amount of torque T^* required for process, the controller calculates the task for current i_l^* using the general expression of the machine torque and the calculated flux value $\hat{\Psi}_M$:

$$T = \frac{3}{2} z_p (\Psi_{s,d} i_q - \Psi_{s,q} i_d) = \frac{3}{2} z_p \Psi_M i_l, \quad (1)$$

where z_p – is the number of pairs of SM poles; Ψ_M – is the machine flux linkage vector associated with the third orthogonal coordinate system m/l, which is used in the construction of the control system (the angle δ between the d and m axes is the SM load angle).

The value i_{m1}^* is used to correct the power coefficient of the inverter. In addition, the appropriate flux linkage task value Ψ_M^* is calculated depending on velocity, required torque and power factor.

Flux and excitation current controller. The flow of the machine is controlled in a system with feedback according to the calculated value $\hat{\Psi}_M$. PWM modulation control is also included in this block to avoid voltage saturation. The regulator generates the task for the excitation current i_E , which is processed by the slave excitation current regulator (excit. curr. controller). The auxiliary control signal i_{m2}^* is used by the flow controller to instantly change the machine's flow when fast acceleration is required. In static mode, this additional signal is equals to zero, so the power coefficient is not degraded.

Stator current controller of SM. The stator current controller of SM is synthesized in a rotating orthogonal system d/q. Since the task signals from the machine torque and flux controller are connected to the m/l coordinate system m/l, an intermediate coordinate converter is used, controlled by the restored angle value $\hat{\delta}$ between the d and m axes.

Flux observer and current predictor. The flux observer is designed to restore coordinates that are inaccessible to direct measurement, namely the magnetic fluxes of the machine. The Kalman filter is used as an observer. The observer restores the flux value $\hat{\Psi}_M$, the flux vector of the damper winding $\hat{\Psi}_{D,d,q}$, and also restores the load angle $\hat{\delta}$, which is used in other modules of the control system.

All control algorithms in the converter are implemented in software using the C language in specialized controller boards equipped with

TMS 320C44-60 signal processors from Texas Instruments, which implement 32-bit floating point arithmetic. If necessary, complex computational algorithms can be distributed among several controller boards. The control part and the so-called power interface boards (unlocking / locking pulse generators, thyristor status monitoring, etc.) are connected using an optical fiber, which ensures maximum data transmission speed, ideal noise immunity, as well as safety, since this makes it possible to completely galvanically isolate the controller from the converter.

Conclusions. The study of an electric drive with a frequency-regulated synchronous motor showed that two-link frequency converters were most widely used for wide-range control of the rotation frequency of synchronous motors. At present the Convertteam company offers frequency converters of the MV7000 series based on IGBT clamping transistors with 3-level NPC topology in the power range from 4 MW to 32 MW with a voltage of 3,3 kV and 6.6 kV.

References

1. Зеленов А.Б. Теорія електропривода. Методика проектування електроприводів: підручник. Луганськ: Ноулідж, 2010. 670 с.
2. Rudnev, E., Morozov, D., Gritsyuk, V., Brozhko, R. H_∞ robust control of permanent-magnet synchronous motors: Performance analysis. 2019 IEEE 2nd Ukraine Conference on Electrical and Computer Engineering, UKRCON 2019 - Proceedings, 2019, pp. 596–600.
3. Бурштинський М.В., Хай М.В., Харчишин Б.М. Давачі 2-ге вид. доповн. Львів: ТЗОВ „Простір М”, 2014. 202 с.
4. J. Bocker; J. Janning; H. Jebenstreit High dynamic control of a three-level voltage-source-converter drive for a main strip mill. IEEE Transactions on Industrial Electronics (Volume: 49, Issue: 5, October 2002). P. 1081-1092.
5. Shevchenko I., Rudniev Y., Romanchenko J. Modeling of the electric drive of the main motion of the rolling cage as a multi-mass electromechanical system. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. № 4 (268). 2021. P. 30-34.

References

1. Zelenov A.B. Teoriia elektropyvoda. Metodyka proektuvannia elektropyvodiv: pidruchnyk. Luhansk: Noulidzh, 2010. 670 s.
2. Rudnev, E., Morozov, D., Gritsyuk, V., Brozhko, R. H_∞ robust control of permanent-magnet synchronous motors: Performance analysis. 2019 IEEE 2nd Ukraine Conference on Electrical and Computer

- Engineering, UKRCON 2019 - Proceedings, 2019, pp. 596–600.
3. Burshtynskyi M.V., Khai M.V., Kharchyshyn B.M. Davachi 2-he vyd. dopovn. Lviv: TzOV „Prostir M”, 2014. 202 s.
 4. J. Bocker; J. Janning; H. Jebenstreit High dynamic control of a three-level voltage-source-converter drive for a main strip mill. IEEE Transactions on Industrial Electronics (Volume: 49, Issue: 5, October 2002). P. 1081-1092.
 5. Shevchenko I., Rudniev Y., Romanchenko J. Modeling of the electric drive of the main motion of the rolling cage as a multi-mass electromechanical system. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. № 4 (268). 2021. P. 30-34.

**Руднів Є. С., Романченко Ю. А.,
Брошко Р. М. Електропривод з частотно-регульованим синхронним двигуном з високоточними цифровими датчиками**

У статті проведено дослідження електроприводу із частотно-регульованим синхронним двигуном. Перераховані основні переваги синхронних двигунів порівняно з асинхронними. Розглянуто сучасний стан та тенденції зростання виробництва електроприводів змінного струму. Показано, що найбільше застосування широкодіапазонного регулювання частоти обертання синхронних двигунів отримали дволанкові перетворювачі частоти. Вони перетворюють електроенергію мережі живлення в електроенергію з необхідними значеннями напруги, струму і частоти в два етапи. Це перетворення здійснюється спеціальними пристроями автономними інверторами. Встановлено, що ККД дволанкового перетворювача частоти досить високий – 96,5-98,5%, що обумовлено ефективністю силових напівпровідникових приладів, які застосовуються в ключовому режимі роботи. Розглянуто сучасні тенденції використання інверторів напруги та струму. Показано, що використання нових напівпровідникових приладів дозволило принципово змінити топологію силової схеми та принципи керування інвертором. Розглянуто підхід більшості

виробників до топології автономних інверторів у перетворювачах частоти. Розглянуто найбільш досконалі структури (матрична та гібридна) перетворювачів змінного струму, які виробляються сучасною промисловістю. На підставі аналізу встановлено, що в системах електроприводів постійного та змінного струму широко застосовуються високоточні, надійні та завадостійкі цифрові датчики – абсолютні та інкрементальні енкодери, а також оптоелектричні датчики для реєстрації відрізків шляху, кутів повороту або числа оборотів – резольвери. Застосовують їх разом із системами числового програмного управління, приводами та пристроями визначення положення. Розглянуто схему живлення синхронних електродвигунів головного приводу прокатної кліти товстолистого стану 3000 на базі перетворювачів ALPSA VDM 7000 фірми ALSTOM (Converteam). Основним завданням системи управління мережевої частини перетворювача є регулювання напруги ланки постійного струму. Наведено структурну схему системи управління випрямної та інверторної частини перетворювачів VD 7000.

Ключові слова: синхронний двигун, електропривод, перетворювач частоти, автономний інвертор, датчик, регулятор струму, регулятор напруги.

Руднів Євген Сергійович – д.т.н., доц., завідувач кафедри електричної інженерії, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), rudnev_es@snu.edu.ua

Романченко Юлія Андріївна – к.т.н., доц., доцент кафедри електричної інженерії, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), romanchenko_ja@snu.edu.ua

Брошко Ростислав Миколайович – к.т.н., доцент кафедри електричної інженерії, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ) brozhko@snu.edu.ua

Стаття подана 25.02.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-43-46>

УДК 621.316

СУЧАСНІ СИСТЕМИ КОМПЕНСАЦІЇ РЕАКТИВНОЇ ПОТУЖНОСТІ В МІСЬКИХ ЕЛЕКТРИЧНИХ МЕРЕЖАХ

Філімоненко Н.М., Філімоненко К.В.

MODERN REACTIVE POWER COMPENSATION SYSTEMS IN MUNICIPAL ELECTRICAL NETWORKS

Filimonenko N.M., Filimonenko K.V.

Стаття присвячена найбільш раціональним, ефективним та актуальним пристроям компенсації реактивної потужності в міських електричних мережах з урахуванням їх особливостей. Значну роль відіграє місце установки пристрою для компенсації та оптимізації його режимів роботи в існуючій системі електропостачання. Компенсація реактивної потужності в мережі вирішує ряд проблем, зокрема, зменшення втрат потужності та електроенергії; покращення показників якості електроенергії; збільшення пропускну здатність мережі. Існує багато методів компенсації реактивної потужності, але ця проблема залишається актуальною. З розвитком технологій і, як наслідок, збільшенням споживання електроенергії стає доцільним компенсувати реактивну потужність у побутових споживачів. Нині спостерігається збільшення споживання реактивної потужності (РП) споживачами міських електричних мереж. Основними причинами такої ситуації є: зростання величини та імовірного характеру споживання реактивної потужності споживачами; відсутність техніко-методичного забезпечення заходів з компенсації реактивної потужності в електричних розподільних мережах; низький ККД косинусних конденсаторів для компенсації реактивної потужності в ПК через відмінність законів регулювання напруги та реактивної потужності. Забезпечення надійності електропостачання енергосистем, мереж промислових підприємств, інфраструктури міст і селищ є центральним як в експлуатації, так і при плануванні проектних рішень. Однією з важливих складових забезпечення надійності та якості електропостачання є компенсація РП у побутових споживачів. Враховуючи навіть розраховані в нормативно-правових актах значення коефіцієнтів потужності, компенсація реактивної потужності на непромислових об'єктах сьогодні не просто

фінансово та технічно можлива, а вкрай необхідна. Вибір способу збільшення коефіцієнта потужності $\cos\phi$ повинен бути професійним і здійснюватися спеціалізованою компанією. Будь-які заходи по компенсації реактивної потужності слід проводити тільки після проведення енергоаудиту об'єкта (або сегмента мережі), який дозволить визначити фактичні коефіцієнти потужності обладнання та вибрати оптимальну установку.

Ключові слова: компенсація реактивної потужності, система електропостачання, міські електричні мережі, індуктивна реактивна потужність, надійність систем електропостачання.

Вступ. На відміну від активної енергії (потужності) реактивна індуктивна енергія не виконує корисної роботи, тому що одна й та сама кількість енергії перетікає між джерелом і електроприймачем та використовується лише для створення магнітного поля в індуктивному елементі.

Останнім часом в Україні, а також державах ближнього та далекого зарубіжжя значно зріс інтерес до питань компенсації реактивної потужності, яка є найважливішим фактором енергозбереження. Тільки по Україні усунення перетікань реактивної потужності в мережах може забезпечити щорічну економію близько 150 млн. кВт·год електричної енергії. Велика протяжність електричних мереж зумовлює значні втрати напруги та потужності у мережах при пропущенні навіть незначної кількості реактивної потужності. Тому в розподільчих електричних мережах (РМ) міст доцільна повна

компенсація реактивної потужності, причому близько 50 % за низької напруги.

Постановка проблеми. Наразі існує зростання величини споживання реактивної потужності (РП) споживачами міських електричних мереж (МЕМ). Основними причинами такої ситуації є: зростання величини та імовірнісний характер споживання реактивної потужності споживачами МЕМ; відсутність технічного та методологічного забезпечення заходів щодо компенсації реактивної потужності у розподільчих електричних мережах; низька ефективність застосування косинусних конденсаторів для компенсації реактивної потужності в РС у зв'язку з відмінністю законів регулювання напруги та реактивної потужності.

Забезпечення надійності електропостачання електроенергетичних систем (ЕЕС), мереж промислових підприємств, інфраструктури міст і селищ займає центральне місце як при експлуатації, так і при плануванні проектних рішень. Однією з важливих складових забезпечення надійності та якості електропостачання є компенсація РП у побутових споживачів.

Метою роботи є аналіз сучасного стану компенсації реактивної потужності в міських електричних мережах та засоби впровадження якісної компенсації. Забезпечення ефективного прийняття рішень щодо стратегії ефективного експлуатації енергосистеми.

Результати дослідження. Електроприймачі житлових будинків можна поділити на дві групи:

а) електроприймачі житлових квартир: освітлювальні (з лампами розжарювання, люмінесцентними й діодними) і побутові прилади (кондиціонери, для опалення квартир, нагрівальні, культурно-побутові, санітарно-гігієнічні, пральні машини тощо);

б) електроприймачі загального призначення: освітлювальні прилади приміщень домоуправління, підвір'я, міжповерхових сходів і майданчиків, горищ, холів, ліфтових установок; двигуни насосних станцій, вентиляційних і протипожежних систем, підйомно-транспортних машин тощо.

За характером навантаження електроустановки системи електропостачання й електроприймачі можна віднести до таких категорій: І – з активним характером навантаження, що чинять проходженню струму лише активний опір. Їх на схемах позначають як резистивний елемент r . Прикладами таких

електроприймачів можуть бути нагрівальні елементи, лампи розжарювання, пускові реостати тощо. II – із реактивним індуктивним характером навантаження, що чинять проходженню струму реактивний індуктивний опір x_L .

На відміну від активної енергії (потужності) реактивна індуктивна енергія не виконує корисної роботи, тому що одна й та сама кількість енергії перетікає між джерелом і електроприймачем та використовується лише для створення магнітного поля в індуктивному елементі. [1]

Останнім часом в Україні, а також державах ближнього та далекого зарубіжжя значно зріс інтерес до питань компенсації реактивної потужності, яка є найважливішим фактором енергозбереження. Тільки по Україні усунення перетікань реактивної потужності в мережах може забезпечити щорічну економію близько 150 млн. кВт·год електричної енергії. Велика протяжність електричних мереж зумовлює значні втрати напруги та потужності у мережах при пропусенні навіть незначної кількості реактивної потужності. Тому в розподільчих електричних мережах (РМ) міст доцільна повна компенсація реактивної потужності, причому близько 50% за низької напруги.

Неухильне зростання чисельності міського населення, насичення побуту електроприладами та розширення обсягу послуг, що надаються населенню, зумовило щорічне зростання електроспоживання міст при випереджальному зростанні споживання реактивної потужності, викликаному зростанням дрібно-двигуного навантаження міст. Широке застосування вискоефективних газорозрядних ламп для освітлення громадських будівель і комунально-побутових установ у значній мірі збільшило перетікання реактивної потужності в мережах. Наразі у вуличному освітленні міст використовується до 80 % газорозрядних ламп, для освітлення громадських будівель – до 70 %, житлових приміщень – до 40 %.

За певними даними середньозваженого значення коефіцієнту потужності $\cos\phi$ у розподільчих мережах 6-10 кВ міст на даний час знаходиться на рівні 0,75 - 0,85, а в години денного та нічного провалів навантажень стає ще нижче.

Відбувається зростання величини споживання реактивної потужності споживачами МЕМ міст. Основними причинами такого положення є: зростання величини та імовірнісний характер споживання реактивної

потужності споживачами МЕМ міст; відсутність технічного та методологічного забезпечення заходів щодо компенсації реактивної потужності у розподільчих електричних мережах; низька ефективність застосування косинусних конденсаторів для компенсації реактивної потужності в РС у зв'язку з відмінністю законів регулювання напруги та реактивної потужності.

Враховуючи ту обставину, що більшість міст отримують живлення від віддалених джерел через кілька ступенів трансформації, пропускання реактивної потужності мереж супроводжується значним перевантаженням мереж, втратою напруги і потужності в них. Для таких випадків [2] може бути визнана доцільною повна компенсація реактивної потужності. Саме таким шляхом пішли більшість держав Західної Європи, Америка і Японія. Співвідношення між встановленою потужністю джерел, що генерують та компенсують, у них знаходиться в даний час у співвідношенні 1:1.

Через це в останні роки все більше уваги приділяється компенсації реактивної потужності в розподільчих електричних мережах середньої та низької напруги. На даний час компенсація реактивної потужності в ПК є основним напрямком енергозбереження в МЕМ міст.

Найбільш раціональними, ефективними та актуальними приладами компенсації в міських мережах, вважаючи їх особливості, є: конденсаторні батареї, статичні синхронні компенсатори та статичні тиристорні компенсатори. Також значну роль відіграє місце встановлення компенсуючого пристрою та оптимізація його режимів роботи в існуючій системі електропостачання.

Компенсація реактивної потужності в мережі вирішує декілька задач: зменшення втрат потужності та електроенергії; покращення показників якості електроенергії; підвищення пропускної спроможності мережі.

При існуючих декількох способах компенсації реактивної потужності ця проблема залишається актуальною. З розвитком техніки та, як наслідок, збільшенням споживання електроенергії стає доцільним компенсація реактивної потужності у побутових споживачів. Це вимагає розробки нових підходів до вирішення цього питання приймаючи до уваги усі особливості цих споживачів.[3]

Висновки. Таким чином, з урахуванням навіть розрахункових значень коефіцієнтів потужності у нормативно-правових актах

компенсація реактивної потужності на непромислових об'єктах сьогодні є не просто фінансово та технічно доцільною, а критично необхідною.

Вибір способу підвищення коефіцієнта потужності $\cos\phi$ має бути професійним та здійснюватися профільною компанією.

Будь-які заходи щодо компенсації реактивної потужності необхідно проводити лише після енергоаудиту об'єкта (або сегмента мережі), що дозволить визначити реальні коефіцієнти потужності обладнання та підібрати оптимальну установку.

Л і т е р а т у р а

1. Васи́лега П.О. Електропостачання: підручник / П.О. Васи́лега. Суми: Сумський державний університет, 2019. 521 с.
2. Говоров Ф.П. Компенсация реактивной мощности в системах электроснабжения и освещения городов / Ф.П. Говоров, В.Ф. Говоров. // Наукові праці ДонНТУ. Серія: Електротехніка і енергетика. № 1(14). 2013. С.71-76.
3. З.Дорошенко А.И. Компенсация реактивной потужності міських електричних мереж 0,4кВ / А.И. Дорошенко, Ю.А. Савранский Энергетика та електрифікація. 2007. № 12. С.13-20.

References

1. Vasyleha P.O. Elektropostachannya: pidruchnyk / P.O. Vasyleha. Sumy: Sums'kyu derzhavnyy universytet, 2019. 521 s.
2. Hovorov F.P. Kompensatsyya reaktivnoy moshchnosti v systemakh élektrosnabzhenyya y osvshchenyya horodov / F.P. Hovorov, V.F. Hovorov. // Naukovi pratsi DonNTU. Seriya: Elektrotekhnika i enerhetyka. № 1(14). 2013. S.71-76.
3. Doroshenko A.Y. Kompensatsiya reaktivnoyi potuzhnosti mis'kykh elektrychnykh merezh 0,4 kV / A.Y. Doroshenko, Yu.A. Savranskyu Enerhetyka ta elektryfikatsiya. 2007. № 12. S. 13-20.

Filimonenko N.M., Filimonenko K.V. Modern reactive power compensation systems in municipal electrical networks

The article is devoted to the most rational, effective and relevant devices for reactive power (RP) compensation in urban electrical networks, considering their features. The place of installation of the device for compensation and optimization of its operating modes in the existing power supply system plays a significant role. Reactive power compensation in the network solves several problems, in particular, reducing power and electricity losses; improving electricity quality indicators; increase network bandwidth. There are many

methods of reactive power compensation, but this problem remains relevant. With the development of technology and, as a consequence, the increase in electricity consumption, it becomes appropriate to compensate for reactive power in household consumers. Currently, there is an increase in the consumption of reactive power by consumers of urban electricity networks. The main reasons for this situation are: the growing magnitude and probabilistic nature of reactive power consumption by urban electricity networks consumers; lack of technical and methodological support for measures to compensate for reactive power in electrical distribution networks; low efficiency of cosine capacitors for reactive power compensation in PC due to the difference between the laws of voltage regulation and reactive power. Ensuring the reliability of electricity supply to power systems, networks of industrial enterprises, infrastructure of cities and towns is central both in operation and in planning design decisions. One of the important components of ensuring the reliability and quality of electricity supply is the compensation of RP in household consumers. Taking into account even the calculated values of power coefficients in regulations, compensation of reactive power at non-industrial

facilities today is not just financially and technically feasible, but critically necessary. The choice of how to increase the power factor $\cos\phi$ should be professional and carried out by a specialized company. Any measures to compensate for reactive power should be carried out only after the energy audit of the facility (or network segment), which will determine the actual power factors of the equipment and select the optimal installation.

Keywords: reactive power compensation, power supply system, municipal electrical networks, inductive reactive power, reliability of power supply systems.

Філімоненко Ніна Миколаївна – к.т.н., доц., доцент кафедри електричної інженерії, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), kostiantyn.kun@gmail.com

Філімоненко Костянтин Вадимович – к.т.н., доц., доцент кафедри електричної інженерії, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), kostiantyn.kun@gmail.com

Стаття подана 10.03.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-47-52>

УДК 541.515

СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТРЬОХПОЛОЧНИМ ГАЗОВИМ РЕАКТОРОМ У ВИРОБНИЦТВІ АМІАКУ З МОДЕЛЛЮ. РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ

Гурін О. М.

CONTROL SYSTEMS FOR A THREE-SHELF GAS REACTOR IN AMMONIA PRODUCTION WITH A MODEL. ALGORITHM DEVELOPMENT

Gurin O. M.

В цій роботі представлений підхід до розробки системи керування з моделлю газового реактору синтезу аміаку. Комбінована форма моделі дозволяє використовувати переваги як експериментально-статистичного, так і детермінованого підходів, що забезпечує високу адекватність, легку адаптованість і широкий спектр застосувань — ключові аспекти при оптимізації та керуванні складними технологічними об'єктами. З використанням цього підходу створена модель триполичного газового реактору синтезу аміаку. На основі отриманих результатів розробляються програми для реалізації запропонованих алгоритмів в автоматизованій системі керування виробництвом аміаку, а також здійснюється їх адаптація для виробничих умов. Впровадження даної системи дозволить звузити діапазон параметрів технологічного процесу навколо оптимального значення, що приведе до значного економічного ефекту. Було розроблено уточнену інформаційно-логічну схему газового реактору синтезу аміаку, яка дозволила детально описати внутрішні зв'язки об'єкта керування та оцінити їх вплив на вихідні координати реактору. Створено алгоритм роботи системи керування з моделлю газового реактору синтезу аміаку, отримано загальний вигляд математичної моделі реактору з вбудованим внутрішнім теплообмінником, що дало змогу визначити рівняння критерію оптимальності роботи реактору. Запропонований підхід дозволяє, вирішивши оптимізаційну задачу, визначити такі значення витрат "холодних" байпасів, при яких реактор працюватиме в умовах, близьких до оптимальних. Це забезпечує швидкий перехід системи до області, близької до оптимальної. Після цього оптимальне значення концентрації метанолу на виході реактору синтезу визначається методом Хука-Дживса. моделі для наступної оптимізації її

керування складним технологічним об'єктом. Виконано аналіз технологічного процесу синтезу аміаку як об'єкта керування. Розроблена математична модель полки газового реактору синтезу аміаку. Розроблена математична модель внутрішнього теплообмінника. Розроблено математична модель газового реактора синтезу аміаку. Для визначення невідомих параметрів математичної моделі запропоновано систему тестових впливів на трьохполичний газовий реактор шляхом змін витрат синтез-газу по холодним байпасам на відому фіксовану величину. Отримано аналогічне рівняння четвертого ступеня, що пов'язує концентрацію аміаку на виході трьохполичного реактора з технологічними параметрами. Запропоноване рівняння може бути використано для розв'язування оптимізаційної задачі. На підставі отриманих результатів розробляються програми для реалізації запропонованих алгоритмів в АСУ ТП виробництва аміаку.

Ключові слова: математична модель, складні технологічні об'єкти, інформаційно-логічна схема, об'єкт керування.

Вступ. Підтримка оптимальних параметрів роботи багатотоннажних безперервних виробництв є актуальним завданням забезпечення їх прибутковості. Для вирішення цієї задачі слід розробити математичну модель процесу. Ця модель має бути зручною в використанні, мати порядок не більш чотирьох, та бути максимально адекватною процесу.

У хімічній промисловості широко застосовуються багатополочні реактори у виробництвах, де для забезпечення необхідних параметрів процесу в заданих областях

реакційного обсягу необхідно управляти ходом хімічної реакції. Наприклад, забезпечувати максимальний ступінь перетворення вихідних компонентів у цільові продукти зворотної реакції шляхом підтримки оптимального профілю температур по висоті реактора. Складність завдання полягає в тому, що процес у реакторі наближається до моделі ідеального витиснення, яка має враховувати градієнт параметрів уздовж просторової координати. [1] Прикладом таких виробництв є виробництва метанолу, аміаку та ін. [2] Схематично багатополочний газовий реактор із вбудованим теплообмінником (для зручності розуміння показаний окремо), наведений на рис.1.

Мета роботи - розробити математичну модель трьохполочного газового реактора, яка дозволить провести оптимізацію роботи даного апарата.

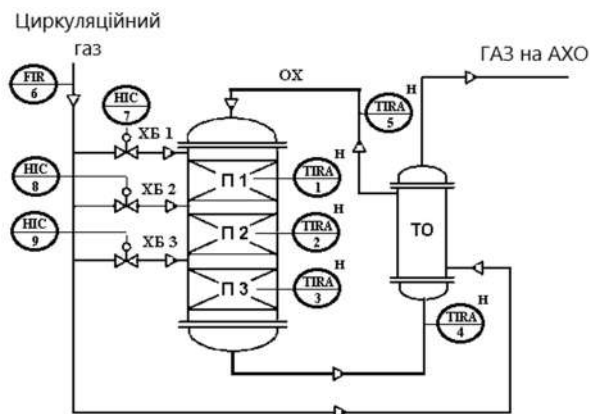


Рис.1. Схема трьохполочного газового реактора із вбудованим теплообмінником:

ТО – теплообмінник; П1, П2, П3 – перша, друга й третя полиці з каталізатором; ОХ - потік основного ходу синтез-газу; ХБ1, ХБ2, ХБ3 – потоки холодних байпасов синтез-газу на відповідні полиці реактора;

АХО – аміачно-холодильне відділення;

TIRA 1-6 – прилади контролю температури;

FIR - 7 – прилад контролю витрати синтез-газу;

НІС 8-10 – панелі дистанційного керування електричними засувками

Результати дослідження. З точки зору керування, дані реактори є складними об'єктами, які характеризуються великою кількістю збурюючих параметрів і множинними внутрішніми зв'язками. Реактор працює в такий спосіб. Циркуляційний газ із температурою порядку 333°C на вході колони розділяється на два потоки (дільник Д1): основний хід, який через вбудований теплообмінник ТО, де він нагрівається теплом газів, що відходять, до температури порядку 430°C , подається на першу полицю реактора П1; і холодний байпас,

який, у свою чергу, поділяється на три потоки (дільник Д2) і призначений для підтримки температури на полках реактора П1 - П3 діапазоні $510 - 530^{\circ}\text{C}$. На полках реактора протікає екзотермічна реакція синтезу аміаку. З виходу третьої полиці газ подається у вбудований теплообмінник ТО, де віддає своє тепло газу, що надходить у колону. [3]

Інформаційно-логічна схема трьохполочного газового реактора наведена на рис.2.

Умовимося називати вихідними параметрами параметри системи, які характеризують її стан і підтримка значень яких є метою системи регулювання. Регулюючі параметри – параметри, за допомогою яких ведеться регулювання (витрати матеріальних і енергетичних потоків). Збурюючі параметри – це параметри, що впливають на вихідні параметри, але не можуть бути регулюючими. [4]

Аналіз технологічного процесу, що відбувається в трьохполочному газовому реакторі, як об'єкту керування показує, що технологічний об'єкт має дві вихідні координати: концентрацію цільового продукту Q_3 на виході з реактора й температуру T_3' газу на виході реактора після теплообмінника ТО. Для даного об'єкта температурний режим по висоті газового реактора однозначно визначає концентрацію цільового компонента на його виході, а, отже, і температуру T_3 , яка визначає температури T_0 і T_3' . Виходячи з того, що з достатнім ступенем точності об'єкт можна розглядати як замкнену термодинамічну систему, величина концентрації Q_3 однозначно визначає температуру T_3 , і, відповідно, T_0 і T_3' . Тому регулювання або стабілізація температури T_3' не має в цьому випадку особливого сенсу. Особливістю даного об'єкта є те, що для регулювання одного параметра – концентрації цільового компонента Q_3 , використовуються три регулюючі параметри – витрати синтез-газу по холодним байпасам на полиці реактора. До збурюючих параметрів відносяться: витрата циркуляційного газу $F_{ц.г.}$, його температура $T_{ц.г.}$ і концентрація цільового компонента на вході реактора Q_0 . Тиск циркуляційного газу P можна також віднести до збурюючих координат тому що, по-перше, цей параметр стабілізується компресором синтез-газу, а по-друге, при ступені перетворення синтез-газу в готовий продукт порядку 10% зменшення тиску за рахунок реакції становить приблизно 5%. Отже, при зміні ступеня перетворення в межах 8...12% тиск зміниться в межах 4...6%, що укладається в погрішність вимірювального каналу тиску. [5]

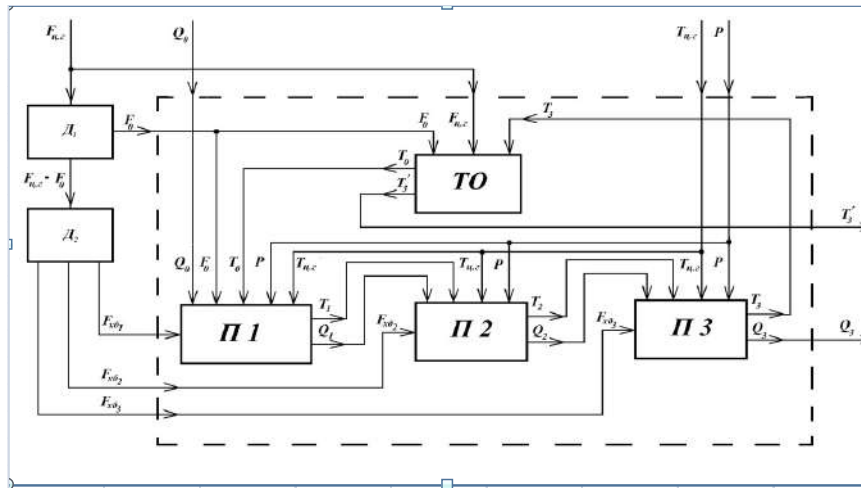


Рис. 2. Інформаційно-логічна схема трьохполочного газового реактора із вбудованим теплообмінником: Д1, Д2 – математичні оператори розподілу потоку

Ціль оптимального керування газовим трьохполочним реактором полягає у тому, щоб перерозподілити циркуляційний синтез-газ за фізичними каналами газового реактора для досягнення максимального ступеня перетворення синтез-газу в цільовий продукт, і, відповідно, максимальної концентрації цільового компонента на виході газового реактора.

Для розв’язання задачі оптимізації перш за все треба розробити математичну модель трьохполочного газового реактора. Розробка математичної моделі включає два етапи. На першому етапі на основі матеріальних і теплових балансів кожної полиці трьохполочного газового реактора розробляється детермінована модель. Незважаючи на її невисоку точність, вона дає можливість оцінити вид критеріальної функції в широкому діапазоні зміни аргументів з врахуванням її багато екстремальності, і виділити область глобального екстремуму. На другому етапі виконується адаптація моделі на основі експериментальних даних, що одержуються з об’єкта керування, на основі імовірнісних методів. Це дозволяє забезпечити точність параметрів, що моделюються, за рахунок врахування всіх збурюючих впливів. [5]

Створення адекватної моделі має на увазі врахування нелінійних залежностей вихідних параметрів процесу від вхідних, наприклад, швидкості реакції від тиску та температури. Це неминуче призводить до збільшення ступеня рівнянь, якими описується об’єкт керування. Використання рівнянь високих порядків суттєво ускладнює процес оптимізації, а саме пошук оптимальних значень параметрів

технологічного процесу. У більшості випадків доводиться прибгати до наближених розв’язків, що знижує точність розроблюваної моделі. [6]

Алгоритм визначення математичної моделі колони синтезу аміаку схожий зі складанням ММ колони синтезу аміаку [3]. Для визначення ММ колони потрібно скласти дві часткові моделі: за концентрацією Q цільового компонента (аміаку) та за температурою T .

Рівняння матеріального балансу за цільовим компонентом має вигляд:

$$dm_1 + dm_2 + dm_p = dm_v + dm, \tag{1}$$

де dm_1 – маса аміаку, яка потрапляє в реактор з першим потоком;

dm_2 – маса аміаку, яка потрапляє в реактор з другим потоком;

dm_p – маса аміаку, яка утворюється в реакції;

dm_v – маса аміаку, яка накопичується в реакторі об’ємом V ;

dm – маса аміаку, яка відводиться з реактора.

Запишемо рівняння (1) в технологічних змінних:

$$dm_1 = F_1 Q_1 dt, \tag{2}$$

де F_1 – витрата азотоводневої суміші по «основному» ходу на вході полиці, $кг/с$;

Q_1 – концентрація аміаку в потоці «основного» ходу, $мас. частка$;

dt – приріст часу, $с$.

$$dm_2 = F_2 Q_2 dt, \tag{3}$$

де F_2 – витрата азотоводневої суміші по «холодному» байпасу на вході полиці, $кг/с$;

Q_2 – концентрація аміаку в «холодному» байпасі, $мас. частка$;

$$dm_p = \rho VK(Q - Q_n)dt, \quad (4)$$

де ρ – густина азотоводневої суміші в реакторі (визначається з рівняння Менделєєва–Клапейрона), $кг/м^3$;

V – реакційний об'єм газового реактора, $м^3$;

K – швидкість хімічної реакції, $1/с$;

Q і Q_n – концентрація аміаку на виході та на вході полки реактора відповідно.

У випадку першої полки, концентрації аміаку в потоці «основного» ходу і «холодного» байпаса Q_1 і Q_2 рівні і в розрахунку їх можна прирівняти до величини Q_n . У випадку другої і третьої полки, концентрація аміаку Q_n виходить в результаті змішування двох потоків і, відповідно, буде визначатися за формулою:

$$Q_n = \frac{F_1 Q_1 + F_2 Q_2}{F_1 + F_2}. \quad (5)$$

Залежність швидкості хімічної реакції K від температури процесу визначається рівнянням Ареніуса

$$K = K_0 \exp\left(-\frac{E}{RT}\right), \quad (6)$$

де K_0 – константа швидкості реакції, $1/с$;

E – енергія активації реакції, $Дж/моль$;

R – універсальна газова постійна, $Дж/(моль К)$;

T – температура реакції, $К$.

$$dm_v = \rho V dQ, \quad (7)$$

де ρ – густина газової суміші реакторі, $кг/м^3$;

V – вільний об'єм реактора, $м^3$;

dQ – зміна концентрації аміаку в реакторі, *мас. частка*.

$$dm = FQ dt, \quad (8)$$

де F – витрата газової суміші на виході полки реактора, $кг/с$;

Q – концентрація аміаку на виході реактора, *мас. частка*.

В технологічних змінних рівняння набуває вигляду:

$$F_1 Q_1 dt + F_2 Q_2 dt + \rho VK_0 \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \left(Q - \frac{F_1 Q_1 + F_2 Q_2}{F_1 + F_2}\right) dt = \rho V dQ + (F_1 + F_2) Q dt, \quad (9)$$

Після необхідних математичних перетворень (методика отримання математичних моделей викладена в [4]), отримаємо часткову модель полки колони

синтезу аміаку у виробництві аміаку (без урахування часу запізнення) у канонічному вигляді.

$$\tau_1 \frac{dy_1}{dt} + y_1 = K_{11}x_1 + K_{12}z_1 + K_{13}z_3 + K_{14}z_4 + K_{15}z_5 + K_{16}y_2. \quad (10)$$

В рівнянні (10) позначення безрозмірних координат відповідають позначенням прийнятим на рис. 2. K_{11}, \dots, K_{16} – безрозмірні коефіцієнти, а τ_1 – постійна часу, що вимірюється в секундах.

Для того, щоб розробити часткову математичну модель полиці колони синтезу аміаку по температурі, необхідно скласти рівняння теплового балансу полиці (реактора). Тепло в реактор надходить з двома потоками вхідних реагентів та виділяється в процесі синтезу аміаку. Це тепло накопичується в об'ємі полиці (тепло накопичується в об'ємі каталізатора і в об'ємі азотоводневої суміші на полиці) і виходить з полиці витратою, що дорівнює сумі вхідних витрат. Загальне рівняння теплового балансу має вигляд:

$$dq_1 + dq_2 + dq_p = dq_v + dq, \quad (11)$$

де dq_1 – кількість тепла, яке надходить з першим потоком;

dq_2 – кількість тепла, яке надходить з другим потоком;

dq_p – кількість тепла, яке виділяється в результаті реакції;

dq_v – кількість тепла, яке накопичується в об'ємі полки;

dq – кількість тепла, яке виходить з вихідним потоком.

Запишемо рівняння теплового балансу в технологічних змінних.

$$dq_1 = F_1 c_1 T_1 dt, \quad (12)$$

де F_1 – витрата азотоводневої суміші по основному ходу, $кг/с$;

c_1 – теплоємність азотоводневої суміші в потоці основного ходу, $Дж/(кг К)$;

T_1 – температура потоку основного ходу на вході полки, $К$.

$$dq_2 = F_2 c_2 T_2 dt, \quad (13)$$

де F_2 – витрата азотоводневої суміші по «холодному» байпасу, $кг/с$;

c_2 – теплоємність потоку, що подається по «холодному» байпасу, $Дж/(кг К)$;

T_2 – температура потоку «холодного» байпаса, $К$.

$$dq_p = r\rho VK(Q - Q_n) dt, \quad (14)$$

де r – питома теплота реакції, Дж/кг;

ρ – густина газової суміші в реакторі (визначається з рівняння Менделєєва–Клапейрона), кг/м³;

V – вільний об’єм газового реактора, м³;

K – швидкість хімічної реакції, 1/с;

Q і Q_n – концентрація аміаку на виході й на вході до реактора відповідно, мас. частка.

$$dq_V = \rho V c dT, \quad (15)$$

де ρ – густина газової суміші в реакторі (визначається з рівняння Менделєєва–Клапейрона), кг/м³;

V – вільний об’єм реактора, м³;

c – теплоємність газової суміші, що знаходиться в реакторі, Дж/(кг К);

dT – зміна температури в реакторі, К.

$$dq = FcT dt, \quad (16)$$

де F – витрата газу з реактора (визначається сумою витрат F_1 і F_2), кг/с;

c – теплоємність газової суміші, яка виходить із реактора, Дж/(кг К);

T – температура в реакторі, К.

З урахуванням зазначеного, рівняння теплового балансу в технологічних змінних набуде вигляду

$$\begin{aligned} & F_1 c_1 T_1 dt + F_2 c_2 T_2 dt + \\ & + \frac{rPV}{RT} K_0 \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \left(Q - \frac{F_1 Q_1 + F_2 Q_2}{F_1 + F_2}\right) dt = \quad (17) \\ & = \frac{PVc}{RT} dT + (F_1 + F_2) c T dt. \end{aligned}$$

Після всіх перетворень модель набуде вигляду:

$$\begin{aligned} \tau_2 \frac{dy_2}{dt} + y_2 = & K_{21}x_1 + K_{22}z_1 + K_{23}z_2 + \\ & + K_{24}z_3 + K_{25}z_4 + K_{26}z_5 + K_{27}z_6 + K_{28}y_1, \quad (18) \end{aligned}$$

де τ_2 – стала часу, с; K_{21} ; K_{22} – коефіцієнти моделі.

Таким чином, маємо систему:

$$\begin{cases} \tau_1 \frac{dy_1}{dt} + y_1 = K_{11}x_1 + K_{12}z_1 + K_{13}z_3 + K_{14}z_4 + K_{15}z_5 + K_{16}y_2 \\ \tau_2 \frac{dy_2}{dt} + y_2 = K_{21}x_1 + K_{22}z_1 + K_{23}z_2 + K_{24}z_3 + K_{25}z_4 + K_{26}z_5 + K_{27}z_6 + K_{28}y_1. \end{cases} \quad (19)$$

Рішення системи рівнянь щодо y_1 є динамічною математичною моделлю полиці колони синтезу по концентрації, а по y_2 – динамічною математичною моделлю по температурі.

Висновки.

У роботі запропоновано комбіновану математичну модель трьохполичного газового реактора у виробництві аміаку. Отримана математична модель має четвертий порядок, що дозволяє достатньо просто отримати функціональну залежність концентрації Q_3 цільового компонента на виході трьохполичного газового реактора від вхідних регулюючих і збурюючих параметрів. Це рівняння може бути використано в якості критеріального рівняння при розв’язанні оптимізаційної задачі. Розв’язком оптимізаційної задачі є значення витрат холодних байпасів, при яких у даних умовах концентрація Q_3 цільового компонента на виході реактора буде максимальною.

Математична модель, що розроблена може бути використана для побудови системи управління трьохполичним газовим реактором у виробництві аміаку з моделлю.

Литература

1. В.А. Бейнарович. Самонастраивающиеся системы с эталонной моделью Доклады ТУСУРа, № 1 (21), часть 1, июнь 2010 с.67-69
2. О.В. Засядьвовк, А.В. Писаренко Синтез экстремальных систем керування ISSN 1811-4512. ElectronComm 2014, Vol. 19, №3(80)
3. С. Д. Земляков, В. Ю. Рутковский, Алгоритм функционирования адаптивной системы с эталонной моделью, гарантирующий заданную динамическую точность управления нестационарным динамическим объектом в условиях неопределенности, Автомат. и телемех., 2009, выпуск 10, 35–44
4. Method for on-line identification of a first order plus dead-time process model, Electronic Letters, 31(15), 1297–1298. <https://doi.org/10.1049/el:19950865> Mandloi, R., & Shah, P. (2015).
5. Verhaegen M. Filtering and System Identification: A Least Squares Approach. 2 nd ed. / M. Verhaegen, V. Verdult. — Cambridge University Press, 2012. — 422 p.

6. Soderstrom T. Instrumental variable methods for system identification // Circuits, Systems and Signal Processing / T. Soderstrom, P. Stoica. 2002. Vol. 21, Issue 1. Pp. 1-9.
7. Абдалхамид Д. Разработка комбинированной модели для задач оптимизации / Д. Абдалхамид, М.Г. Лория, П.И. Елисеев, А.Б. Целищев // Наука и техника (международный научно-технический журнал): Минск БНТУ, 2014. №3. С. 209-213.

References

1. V.A. Beinarovych. Samonastrayvaiushchiesia systemy s etalonnoi modeliu Doklady TUSURa, № 1 (21), chast 1, yuin 2010 s.67-69
2. O.V. Zasiadvovk, A.V. Pysarenko Syntez ekstremalnykh system keruvannia ISSN 1811-4512. ElectronComm 2014, Vol. 19, №3(80)
3. S. D. Zemliakov, V. Yu. Rutkovskiy, Alhorytm funktsyonyrovanyia adaptivnoi systemy s etalonnoi modeliu, harantuyuiushchyi zadannuiu dynamicheskuiu tochnost upravleniya nestatsyonarnym dynamicheskym ob'ektom v usloviakh neopredelennosti, Avtomat. y telemekh., 2009, vypusk 10, 35–44
4. Method for on–line identification of a first order plus dead–time process model, Electronic Letters, 31(15), 1297–1298. <https://doi.org/10.1049/el:19950865> Mandloi, R., & Shah, P. (2015).
5. Verhaegen M. Filtering and System Identification: A Least Squares Approach. 2 nd ed. / M. Verhaegen, V. Verdult. Cambridge University Press, 2012. 422 p.
6. Soderstrom T. Instrumental variable methods for system identification // Circuits, Systems and Signal Processing / T. Soderstrom, P. Stoica. 2002. Vol. 21, Issue 1. Pp. 1-9.
7. Abdalkhamyd D. Razrabotka kombynyrovannoi modely dlia zadach optymyzatsyy / D. Abdalkhamyd, M.H. Loryia, P.Y. Elyseev, A.B. Tselyshchev // Nauka y tekhnika (mezhdunarodnyi nauchno-tekhnicheskyy zhurnal): Mynsk BNTU, 2014. №3. S.209-213.

Gurin O. M. Control systems for a three-shelf gas reactor in ammonia production with a model. algorithm development

This paper presents an approach to the development of a control system with a model of a gas ammonia synthesis reactor. The combined form of the model allows to use the advantages of both experimental-statistical and deterministic approaches, which provides high adequacy, easy adaptability, and a wide range of applications - key aspects in the optimization and control of complex technological objects. Using this approach, a model of a three-polymer gas reactor for ammonia synthesis was created. Based on the results obtained, programs are being developed to implement the proposed algorithms in an automated ammonia production control system, and they are being adapted to production conditions. The implementation of this system will narrow the range of process parameters towards the optimal value, which will lead to a significant economic effect. A refined information-logic diagram of the gas ammonia synthesis reactor was developed, which allowed us to describe in detail the internal connections of the control object and assess their impact on the output coordinates of the reactor. An algorithm for the control system operation with a model of a gas ammonia synthesis reactor was created, and a general view of the mathematical model of the reactor with an integrated internal heat exchanger was obtained, which made it possible to determine the equation for the criterion of the reactor's optimal operation. The proposed approach makes it possible, by solving the optimization problem, to determine such values of the "cold" bypass flow rates at which the reactor will operate under conditions close to optimal. This ensures a rapid transition of the system to a region close to the optimum. After that, the optimum value of the methanol concentration at the outlet of the synthesis reactor is determined by the Hooke-Jeeves method. models for the subsequent optimization and control of a complex technological facility. The technological process of ammonia synthesis as a control object is analyzed. A mathematical model of a gas reactor shelf for ammonia synthesis was developed. A mathematical model of the internal heat exchanger was developed. A mathematical model of a gas reactor for the synthesis of ammonia was developed. To determine the unknown parameters of the mathematical model, a system of test effects on a three-shelf gas reactor by changing the flow rate of synthesis gas through cold bypasses by a known fixed value is proposed. A similar fourth-degree equation was obtained that relates the ammonia concentration at the outlet of the three-shelf reactor to the process parameters. The proposed equation can be used to solve an optimization problem. Based on the results obtained, programs are being developed to implement the proposed algorithms in the ammonia production process control system.

Keywords: mathematical model, complex technological objects, information-logic scheme, control object.

Гурін Олександр Миколайович – аспірант кафедри комп'ютерно-інтегрованих систем управління, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, gurin@ukr.net

Стаття подана 10.04.2024.

DOI: <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2024-283-3-53-63>

УДК 629.454

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У КОНТАКТІ КОЛЕСА З РЕЙКОЮ НА МАКСИМАЛЬНИЙ КОЕФІЦІЄНТ ЗЧЕПЛЕННЯ

Ковтанець М.В., Сергієнко О.В., Могила В.І., Ковтанець Т.М.

STUDY OF THE DYNAMIC LOADS INFLUENCE IN WHEEL TO RAIL CONTACT ON THE MAXIMUM COUPLING COEFFICIENT

Kovtanets M.V., Serhiienko O.V., Mogyla V.I., Kovtanets T.M.

При дослідженнях тягових якостей на математичних моделях, моделюючи боксування локомотива вводять ряд припущень, і, як наслідок, існуючі моделі не враховують реальні умови руху локомотива, що супроводжуються динамічною взаємодією колісних пар з рейками, коли виникає ряд факторів, які значно знижують максимальний коефіцієнт зчеплення локомотива по відношенню до фізичного, в наслідок чого виникає необхідність обліку як при експериментальних, так і при теоретичних дослідженнях режимів руху екіпажу, що не встановилися. У статті запропоновано науково-обґрунтовану методу оцінки впливу динамічних навантажень, що виникають у контактах колеса з рейкою під час руху локомотива, яка найбільш точно описує особливості поведінки реального екіпажу, та відповідає існуючим нормам за критеріями вертикальної та горизонтальної динаміки, а також показниками стійкості руху і при цьому за рахунок коректного спрощення та введення обґрунтованих припущень є досить простою для проведення досліджень на ПК. Отримано залежності, що дозволяють проілюструвати вплив коефіцієнта вертикальної динаміки і відносного горизонтального ковзання на тягові якості локомотива. Аналіз отриманих залежностей показав, що зі збільшенням швидкості руху колісно-моторного блоку (КМБ) коефіцієнт вертикальної динаміки і відносні горизонтальні ковзання ростуть. При цьому, чим більше жорсткість зв'язку кузова з візком локомотива, тим менше горизонтальне поперечне ковзання колісної пари в рейковій колії. Коефіцієнт запасу по зчепленню зі зростанням швидкості руху зменшується, що викликано збільшенням коливань вертикального динамічного навантаження і відносного горизонтального ковзання. При цьому зі збільшенням моменту, що повертає, вплив швидкості на коефіцієнт запасу по зчепленню стає менш значущим. Таким чином, зі

збільшенням швидкості руху КМБ, а значить і зі збільшенням коливань вертикального динамічного навантаження і відносного горизонтального ковзання колісної пари по рейках коефіцієнт запасу по зчепленню значно зменшується. Подані залежності зміни коефіцієнта запасу по зчепленню в залежності від коефіцієнта вертикальної динаміки, а також від відносного горизонтального поперечного ковзання показують, що зі збільшенням коефіцієнта динаміки коефіцієнт запасу по зчепленню зменшується на 4,5%, а зі збільшенням відносного поперечного ковзання зменшується з 0,97 до 0,92.

Ключові слова: колісно-моторний блок, коефіцієнт зчеплення, коефіцієнт динаміки, коефіцієнт запасу по зчепленню, ковзання.

Вступ. Основним пріоритетом розвитку залізничного транспорту є підвищення швидкості руху рухомого складу, що обґрунтовано збільшенням обсягів пасажиро- та товаропотоків. При цьому основними напрямками досліджень можна вважати підвищення тягово-зчіпних та динамічних якостей рухомого складу за умови забезпечення безпеки руху [1].

Зазвичай оцінка тягових якостей локомотивів, зокрема і порівняльна, проводиться за значеннями максимальних коефіцієнтів зчеплення. Однак для отримання їх значень у процесі випробувань необхідна реалізація буксування на одній або декількох колісних парах, що здійснюється з використанням різних методик. Одні з них передбачають зрив у буксування в режимі рушання, інші - при русі локомотива в режимі постійної потужності зі зменшенням швидкості

шляхом гальмування складом. Як відомо, подібні експерименти пов'язані з великими витратами часу та коштів на проведення випробувань, а також небезпекою пошкодження рухомого складу [2].

При дослідженнях тягових якостей на математичних моделях, моделюючи буксування локомотива вводять ряд припущень, у результаті чого як коефіцієнт зчеплення розглядається фізичний коефіцієнт зчеплення. Це, як правило, пов'язане з великим обсягом математичних обчислень та витрат часу. У реальних умовах руху локомотива, що супроводжується динамічною взаємодією колісних пар з рейками, виникає ряд факторів, які значно знижують максимальний коефіцієнт зчеплення локомотива по відношенню до фізичного. Тому причиною недоліків відомих методик є необхідність обліку як при експериментальних, так і при теоретичних дослідженнях режимів руху екіпажу, що не встановилися [3].

У зв'язку з вищевикладеним, створення методики оцінки впливу динамічних навантажень, що виникають у контактах колеса з рейкою під час руху локомотива на їх зчіпні якості, яка найбільш точно описує особливості поведінки реального екіпажу, та відповідає існуючим нормам за критеріями вертикальної та горизонтальної динаміки, а також показниками стійкості руху є актуальним завданням.

Аналіз попередніх досліджень. Аналіз досліджень, присвячених проблемі взаємодії колеса та рейки, доводить, що саме від процесів, що відбуваються в контакт «колесо-рейка», головним чином залежать тягові та динамічні характеристики руху екіпажів, сили опору та безпека руху на транспорті [1-3].

Відомо велику кількість робіт, присвячених дослідженню впливу швидкості руху на максимальний коефіцієнт зчеплення локомотива, що реалізується [1-5]. Зниження тягових можливостей контакту колеса з рейкою зі збільшенням швидкості кочення пояснюють двома основними причинами. По-перше, збільшенням інтенсивності динамічних процесів у системі «колесо-рейка». По-друге, явищами, пов'язаними із тривалістю контактування, пластичністю матеріалів колеса та рейки. Щодо останньої причини, то можливості її усунення видаються вельми обмеженими, тоді як перша, пов'язана з динамічними характеристиками екіпажу, цілком піддається управлінню.

Все частіше з'являються роботи, присвячені комплексній проблемі тягово-

динамічних якостей локомотивів, в яких процеси в контактах коліс з рейками тісно пов'язуються з динамічними характеристиками екіпажу і, коливання елементів рухомого складу розглядаються з урахуванням закономірностей зчеплення [1, 3-5].

Проводячи дослідження на моделі колісної пари в 1:5 натуральної величини, визначено характеристики зчеплення при постійному та змінному навантаженні від колеса на рейку. Зазначено, що з змінному навантаженні коефіцієнт зчеплення знижується на 40 % [4].

Випробування, проведені в роботі [5] показали, що максимальна сила зчеплення, що реалізується локомотивом, нижче граничної через динамічні впливи, причому, зменшення коефіцієнта зчеплення на стиковому шляху становить 8 ... 27 %, а на безстиківому шляху – 4...17 % залежно від швидкості руху. Стики рейок як основні нерівності рейкового шляху надають значний вплив на динамічну картину навантажень у контакт. Другим за значенням фактором вважатиметься хвилеподібний характер поверхні катання рейок. Згідно з даними, отриманими у НДІЗТ при випробуванні тепловоза 2ТЕ10В на шляху, що має хвилеподібний знос, коефіцієнт зчеплення може зменшуватися на величину до 20 % [4].

Аналіз наявних досліджень, пов'язаних з оцінкою впливу динамічних навантажень, що виникають у контактах колеса з рейкою на максимальний коефіцієнт зчеплення, показує, що вирішення цієї проблеми необхідно здійснювати на основі комплексного підходу, який найбільш точно описує особливості поведінки реального екіпажу.

Виділення невирішеної проблеми. Зчеплення має складну фізичну природу контактної молекулярно-механічної взаємодії коліс із рейками. Більше того, локомотив є складною динамічною нелінійною коливальною системою, схильною до обурливих впливів випадкового характеру, що ускладнює чисельне визначення сил, що зумовлюють зчеплення [1, 6].

На стійкість зчеплення впливають численні чинники, зокрема. специфічні для різних доріг: типи та параметри локомотивів та шляхи, їх технічний стан; режими роботи та швидкості руху локомотивів та поїздів; кліматичні та погодні умови тощо. Розрахунок тягових якостей є також техніко-економічною проблемою, яку вирішують з позицій суперечливих вимог: з одного боку, при підвищенні навантаження від колісної пари на рейки зростають вагові норми та провізна

здатність доріг, що підвищує економічність та продуктивність тяги, а з іншого – зростають руйнування рейок, знос бандажів та рейок, що знижує ефективність рухомого складу [2, 6-8]. Відомо, що 98% випадків зламу рейок відбувається за контактною напругою, а ковзання коліс на 90% визначає знос і термін служби бандажів колісних пар. За статистичними спостереженнями у електровозів кожні 10 тис. км пробігу товщина бандажів зменшується від 0,5 до 1.5 мм [2, 9]. Все це в сукупності породжує невизначеність і ускладнює побудову розрахункової моделі сили тяги зі зчеплення, яка була б достовірною та універсальною з обліку факторів, що діють на всій мережі доріг, і, нарешті, задовольняє техніко-економічним вимогам.

Таким чином **метою досліджень**, представлених у цій статті, є створення методики оцінки впливу динамічних навантажень, що виникають у контактах коліс та рейок під час руху локомотива, яка найбільш точно описує особливості поведінки реального екіпажу.

Основна частина. При виборі розрахункової схеми математична модель має найточніше описувати особливості поведінки реального екіпажу і за рахунок коректного спрощення і запровадження обґрунтованих припущень бути досить простою щодо досліджень на ЕОМ.

Спрощення математичної моделі можливе, якщо замість об'ємної схеми шестивісного екіпажу, яка мала б понад 120 ступенів свободи, розглядати реалізацію сили тяги окремим колісно-моторним блоком. Для обліку вертикальних коливань надресорної будови колісно-моторний блок повинен включати частину маси кузова та візка. Дослідження горизонтальної динаміки екіпажу на подібній моделі можливе при відповідному виборі характеристик сил, що повертають, які діють на раму візка в плані. Критерієм адекватності прийнятої моделі є відповідність її довжини хвилі впливання даним, отриманим експериментально для реального екіпажу.

Як розрахункову схему прийнято колісно-моторний блок (КМБ) з надбуксовим ресорним підвищенням, на якому встановлена рама візка масою, що дорівнює 1/6 маси кузова плюс 1/3 маси рами візка тепловоза 2ТЕ116. При цьому прийняті такі припущення:

- характеристики пружних та дисипативних елементів у поєднаннях колісної пари з рамою візка прийняті лінійними;

- всі елементи, що входять до системи, розглядаються як абсолютно тверді тіла;

- галопуванням рами візка нехтуємо, а зміна вертикального навантаження на вісь, викликана галопуванням в реальному локомотиві, враховується при розгляді коливань підстрибування;

- кутова жорсткість буксових повідців у поздовжньо-вертикальній площині враховується при виборі жорсткості пружин першого ступеня ресора підвищення;

- демпфуючі характеристики елементів ресорного підвищення прийняті лінійними щодо швидкості деформації;

- зазори в моторно-осьових підшипниках у радіальному та поперечному напрямку відсутні;

- підвищення носика тягового двигуна приймається жорстким;

- наявністю зазору між торцем осі та буксою нехтуємо;

- передбачається відсутність зазорів у зачепленні тягової передачі;

- зовнішня характеристика тягового двигуна на околицях робочої точки приймається лінійною;

- ухил поверхні катання бандажу прийнятий змінним та враховується величиною еквівалентного ухилу залежно від положення точки контакту;

- магнітна взаємодія між якорем і статором ТЕД, що є причиною виникнення тягового моменту, моделюється додатком двох зовнішніх протилежно спрямованих крутних моментів, один з яких прикладений до якоря, інший до статора;

- опір руху від складу моделюється додатком до рами візка сили, спрямованої проти руху екіпажу;

- згідно з дослідженнями [10] та враховуючи, що досліджується рух до швидкостей 50 км/год, шлях прийнятий у вигляді двох ділянок рейок, що лежать на основі, рівнопружним у вертикальному та поперечному напрямках;

- основа здатна чинити опір силам, що діють як вниз, так і вгору;

- деформації основи дорівнюють відповідним переміщенням рейок у точках контактів коліс;

- маса колії під кожним колесом прийнята згідно [11] рівної масі рейки довжиною 4 м.

Розрахункова схема включає шість твердих тіл: раму візка, колісну пару з зубчастим колесом і буксами, статор, якор ТЕД і рейки. Враховуючи прийняті припущення, введемо позначення їх переміщень (табл. 1, рис. 1).

Таблиця 1

Позначення переміщень в розрахунковій схемі

Позначення переміщень				
Рами твізка	Колісної пари	Статора ТЕД	Якоря ТЕД	Рейок
X_b	X_0	X_d	X_a	-
Y_b	Y_0	Y_d	Y_a	Y_{PJ}
Z_b	Z_0	Z_d	Z_a	Z_{PJ}
-	φ	φ_d	φ_a	-
θ_b	θ_0	θ_d	θ_a	-
λ_b	λ_0	λ_d	λ_a	-

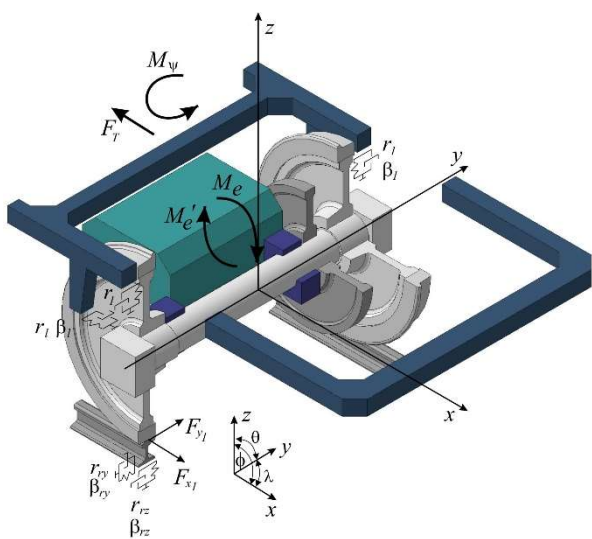


Рис. 1. Розрахункова схема КМБ

У загальному випадку конфігурація досліджуваної системи описується 33 координатами. Для опису конструктивних особливостей КМБ з урахуванням прийнятих припущень накладемо на систему відповідні зв'язки у вигляді рівнянь, що описують залежність між переміщеннями окремих елементів.

Конструкція КМБ з опорно-осьовим підвішуванням тягового двигуна обумовлює наступне:

1) рівність переміщень колісної пари, статора і якоря ТЕД у напрямку координат $X; \theta; \lambda$:

$$\begin{aligned} X_0 &= X_d = X_a; \\ \theta_0 &= \theta_d = \theta_a; \\ \lambda_0 &= \lambda_d = \lambda_a. \end{aligned} \quad (1)$$

2) зв'язок бічних переміщень цих же елементів за формулами:

$$Y_a = Y_0 - \lambda_0 \cdot \ell_a; \quad Y_d = Y_0 - \lambda_0 \cdot \ell_d. \quad (2)$$

3) зв'язок вертикальних переміщень з переміщеннями ТЕД, якоря та вісі колеса:

$$Z_d = \left(1 - \frac{\ell_d}{\ell_b}\right) \cdot \frac{Z_{k1} + Z_{k2}}{2} + \frac{\ell_d}{\ell_b} \cdot Z_b; \quad (3)$$

$$Z_a = \left(1 - \frac{\ell_a}{\ell_T}\right) \cdot \frac{Z_{k1} + Z_{k2}}{2} + \frac{\ell_a}{\ell_b} \cdot Z_b; \quad (4)$$

$$Z_b = \frac{\ell_T}{1+i} \cdot \varphi_a - \frac{i}{1+i} \cdot \ell_b \cdot \varphi_0 - \frac{1}{2} \cdot (Z_{k1} + Z_{k2}); \quad (5)$$

$$\varphi_d = \frac{1}{2 \cdot \ell_b} \cdot (Z_{k1} + Z_{k2} - Z_b). \quad (6)$$

Враховуючи, що реакції в контактах коліс з рейками описуються переміщеннями коліс у точках контакту, зручніше буде виразити переміщення вісі через переміщення коліс такими виразами:

$$\begin{aligned} X_0 &= \frac{X_{k1} + X_{k2}}{2}; \quad Z_0 = \frac{Z_{k1} + Z_{k2}}{2}; \\ \theta_0 &= \frac{Z_{k1} + Z_{k2}}{2A}; \quad \lambda_0 = \frac{X_{k1} + X_{k2}}{2A}, \end{aligned} \quad (7)$$

де $X_{kj}; Z_{kj}$ – переміщення коліс уздовж відповідних координат.

Контакт колеса з рейкою у вертикальному напрямку прийнятий нерозривним, проте взаємне положення коліс і рейок за координатою Z змінюється з двох причин: по-перше, через нерівності колії, по-друге, внаслідок конусності поверхні катання колеса, що призводить до наступних зв'язків:

$$Z_{pj} = Z_{kj} + h_j - \Delta R_j, \quad (8)$$

де h_j – поточне значення вертикальної нерівності колії;

ΔR_j – зміна радіуса кола катання колеса.

Вважаємо також, що при малих швидкостях руху рейки в поперечному напрямку переміщуються спільно:

$$Y_{p1} = Y_{p2}. \quad (9)$$

Розглянута система кінематичних зв'язків скорочує кількість ступенів свободи з 27 до 12.

Для дослідження динамічних процесів за допомогою математичної моделі необхідно прийняти збурення, по відлунням на які можна судити про властивості системи, що моделюється. Найбільш достовірні результати отримують при введенні кінематичних збурень у вигляді геометричних нерівностей шляху. Нерівності рейок, будучи основною причиною коливань локомотива, носять випадковий характер [10]. У даній задачі розглядаються закономірні нерівності, зумовлені кінцевою довжиною рейкових ниток, так звані стикові нерівності, які добре апроксимуються виразом:

$$h(t) = h \left| \sin \frac{\pi \cdot v}{L_p} \cdot t \right|, \quad (10)$$

де h – середнє значення глибини нерівностей за даними експериментів [8]; v – швидкість руху екіпажу; L_p – довжина рейкової ланки.

На стикові нерівності накладені незакономірні нерівності, зумовлені хвилеподібним зносом рейок. Найбільш поширеними для залізниць України є довгі нерівності з довжиною хвилі 0,2...3,0 м, що апроксимуються залежністю:

$$h(t) = \frac{h^*}{2} \cdot \left| 1 - \cos \frac{2\pi \cdot v}{\ell} \cdot t \right|, \quad (11)$$

де h^* – глибина хвилеподібної нерівності; ℓ – довжина нерівності.

Серед узагальнених сил, що діють на систему, можна виділити зовнішні сили, що впливають односторонньо на елементи системи, і внутрішні, завжди парні. До зовнішніх сил відносяться опори поїзда і момент, що повертає, прикладені до рами візка, і поздовжні сили зчеплення, що діють в контактах коліс з рейками.

Залежно від досліджуваного режиму руху (розгін, рух із постійною швидкістю, гальмування) силі опору поїзда можуть бути надані значення, менші, рівні чи більші у порівнянні з силою тяги. Сила тяги, у свою чергу, залежить від реалізованої на модульованому режимі руху потужності:

$$F_T = \frac{N_d \cdot i}{R_0 \cdot \mathcal{G}_d \cdot \varphi_a}, \quad (12)$$

де N_d – потужність, що реалізується ТЕД відповідно до позиції контролера-машиніста;

i – передатне відношення редуктора;

R_0 – середній радіус катання колеса;

\mathcal{G}_d – коефіцієнт жорсткості тягової характеристики;

φ_a – кутова швидкість обертання якоря ТЕД.

В опорному устрої кузова на візок діє момент, що повертає, величина якого залежить від кута повороту візка і від знака швидкості зазначеного повороту. Ця залежність може бути описана таким чином:

$$M_b = R_{dev} \cdot \lambda_b - M_f \cdot \text{sing} \cdot \lambda_b, \quad (13)$$

де R_{dev} – гравітаційна жорсткість опорно-повертаючого пристрою; M_f – момент тертя в опорно-повертаючому пристрої; λ_b – кутове переміщення та кутова швидкість візка в плані.

Поздовжні реакції рейкового шляху в точках контакту коліс з рейками, тобто поздовжні сили зчеплення залежать від нормального навантаження P_{pj} та реалізованого коефіцієнта зчеплення. Останній може бути визначений як добуток фізичного коефіцієнта зчеплення ψ_0 на коефіцієнт використання зчеплення K_{xj} :

$$F_{xj} = P_{hj} \cdot \psi_{xj} = P_{hj} \cdot \psi_0 \cdot K_{xj}. \quad (14)$$

Вираз для коефіцієнта використання зчеплення, отриманий експериментально в роботі [8], має вигляд:

$$\psi_{xj} = \psi_0 = \frac{\varepsilon_{xj}}{a\varepsilon_{xj}^2 + b|\varepsilon_{xj}| + c} \frac{1}{d\varepsilon_{yj}^2 + 1}, \quad (15)$$

де ε_{xj} поздовжнє та поперечне ковзання.

$$\varepsilon_{xj} = \frac{\varphi \cdot R_j - x_k}{\varphi \cdot R_j}, \quad \varepsilon_{yj} = \frac{\dot{y}_{kj} - \dot{y}_{pj} - \lambda_0 \cdot \dot{x}_0}{\dot{\varphi}_{kj} \cdot R_j}, \quad (16)$$

де R_j – радіуси поверхонь катання коліс; $\varphi, \dot{x}_k, \dot{y}_{kj}, \dot{y}_{pj}$ – кутова, поздовжня та поперечна швидкості руху коліс та рейок; a, b, c, d – константи.

Радіуси поверхонь катання лівого та правого коліс визначаються взаємним положенням колісної пари та рейкової колії у поперечному напрямку:

$$R_j = R_0 + \Delta R_j, \quad (17)$$

де ΔR_j – зміна радіуса колеса в процесі звивистого руху колісної пари:

$$\Delta R_j = (l)^j \cdot (y_{kj} - y_{pj} - h_{pt}) \cdot \lambda_{ej}, \quad (18)$$

де $y_{kj} - y_{pj}$ – поперечне зміщення бандажів коліс та рейок у точках контакту відносно початку координат системи; λ_{ej} – ефективна конусність бандажів у точках контакту; h_{pt} – горизонтальна нерівність рейки.

Ряд узагальнених сил, які можуть бути враховані під час складання рівнянь методом Лагранжа, представлені як внутрішні сили.

Такими внутрішніми силами будемо вважати крутний і реактивний моменти ТЕД і поперечні сили зчеплення в контактах коліс з рейками, прикладені до рейок і бандажів.

Крутний момент ТЕД за зовнішньою характеристикою тепловозу змінюється за законом:

$$M_d = \frac{N_d}{\phi_a \cdot v_d}, \quad (19)$$

Залежно від досліджуваного режиму руху (рушання, розгін, рух із постійною швидкістю в тязі і на вибігу) вибирається певне значення потужності ТЕД (N_d).

Поперечні сили зчеплення в контактах, як і поздовжні, визначаються експериментальними залежностями:

$$F_{yj} = P_{hj} \cdot \psi_0 \cdot K_{yj} - (-l)^j \cdot P_{hj}, \quad (20)$$

де K_{yj} – поздовжній коефіцієнт використання зчеплення;

P_{hj} – горизонтальна або гравітаційна складова вертикального навантаження колеса на рейку:

$$K_{yj} = \frac{\varepsilon_{yj}}{f \cdot \varepsilon^2_{yj} + q} \cdot \frac{l}{h \cdot |\varepsilon_{xy}|}, \quad (21)$$

де ε_{xy} – відносне поперечне ковзання в

контактах коліс з рейками; f, q, h – константи.

Урахування гравітаційного бічного зусилля має сенс у зв'язку зі змінною конусністю поверхонь катання коліс λ_{ej} :

$$P_{gj} = P_j \cdot \lambda_{ej}. \quad (22)$$

Вертикальне навантаження в контактах коліс з рейками може бути описане в залежності від параметрів рейок:

$$P_j = P_0 - m_r \cdot \ddot{Z}_r - \beta_p \cdot \dot{Z}_{rj} - br \cdot Z_{rj}. \quad (23)$$

Рівняння руху складаємо, використовуючи рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq_k} \right) + \frac{d\Phi}{dq_k} + \frac{d\Pi}{dq_k} = Q_k, \quad (24)$$

де q_k, \dot{q}_k – узагальнені координати та швидкості руху елементів системи; Q_k – узагальнені сили; T, Π, Φ – кінетична, потенційна та енергія розсіювання механічної системи.

Кінетична енергія екіпажу дорівнює сумі кінетичних енергій системи тіл, що входять до неї, що рухаються вздовж незалежних координат.

Введемо такі позначення: m_b – маса надресорної будови, що припадає на одну колісну пару; m_0 – маса колісної пари; m_r – маса рейки; m_a – маси якоря та статора ТЕД; I_{bx}, I_{bz} – моменти інерції надресорної будови відносно вісей OX та OZ, що проходять через його центр тяжіння; I_{ox}, I_{oy}, I_{oz} – моменти інерції колісної пари відносно вісей OX, OY, OZ, що проходять через її геометричний центр; $I_{dx}, I_{dy}, I_{dz}, I_{ax}, I_{ay}, I_{az}$ – моменти інерції статора і ротора ТЕД відносно вісей OX, OY, OZ, що проходять через центри тяжіння статора і ротора.

Кінетична енергія екіпажу визначається наступним чином (формула 25).

Потенційна енергія системи дорівнює сумі потенційних енергій деформації пружних елементів екіпажу вздовж незалежних координат.

Позначимо:

J – жорсткість ресорного підвішування, що припадає на одну буксу; $J_{пх}$ – поздовжня жорсткість буксового повідця; $J_{пy}$ – сумарна жорсткість осевого упору та буксових повідців у поперечному напрямку; J_{pz} – жорсткість рейкової нитки.

$$T = \frac{I}{2} \left\{ \begin{aligned} & m_b(\dot{x}_b^2 + \dot{y}_b^2 + \dot{z}_b^2) + I_{bx} \cdot \dot{\theta}_b^2 + I_{bx} \cdot \dot{\lambda}_b^2 + I_{bx} \cdot \dot{\phi}_b^2 + \\ & m_0(\dot{x}_0^2 + \dot{y}_0^2 + \dot{z}_0^2) + I_{OY} \left[\frac{I}{i} \cdot \dot{\phi} - \frac{I+i}{i} \cdot \frac{I}{2 \cdot \ell_b} \cdot (\dot{Z}_{k1} + \dot{Z}_{k2} - 2\dot{Z}_b) \right]^2 + \\ & \frac{I_{ox}}{4A^2} \cdot (\dot{Z}_{k1} - \dot{Z}_{k2})^2 + \frac{I_{ox}}{4A^2} \cdot (\dot{X}_{k1} - \dot{X}_{k2})^2 + 2m_r \cdot \dot{y}_r^2 + \\ & + \frac{I}{4A^2} \cdot (I_{ox} + I_{dx} + I_{ax}) \cdot (\dot{Z}_{k1} - \dot{Z}_{k2})^2 + \\ & + \frac{I}{4A^2} \cdot (I_{oz} + I_{dz} + I_{az}) \cdot (\dot{X}_{k1} - \dot{X}_{k2})^2 + \\ & + \frac{m_0}{4A^2} \cdot [\dot{Z}_{k1} \cdot (A+B) + \dot{Z}_{k2} (A-B)]^2 + \\ & + \frac{m_0}{4A^2} \cdot [\dot{Z}_{k1} \cdot (A-B) + \dot{Z}_{k2} (A+B)]^2 + \\ & + \frac{m_0}{4A^2} \cdot [\dot{X}_{k1} \cdot (A+B) + \dot{X}_{k2} (A-B)]^2 + \\ & + \frac{m_0}{4A^2} \cdot [\dot{X}_{k1} \cdot (A-B) + \dot{X}_{k2} (A+B)]^2 + (m_a + m_d) \cdot \\ & \left[\dot{y}_0 - \frac{\ell_a}{2A} (\dot{X}_{k1} - \dot{X}_{k2}) \right]^2 + m_d \left[\left(1 - \frac{\ell_d}{\ell_b}\right) \dot{Z}_{k1} + \dot{Z}_{k2} + \frac{\ell_d}{\ell_b} \dot{Z}_b \right]^2 + \\ & + m_a \left[\left(1 - \frac{\ell_a}{\ell_b}\right) \dot{Z}_{k1} + \dot{Z}_{k2} + \frac{\ell_a}{\ell_b} \dot{Z}_b \right]^2 + \frac{I_{dy}}{4\ell_b^2} (\dot{Z}_{k1} + \dot{Z}_{k1} - 2\dot{Z}_b)^2 + \\ & + \frac{m_d + m_a}{4} (\dot{X}_{k1} + \dot{X}_{k1})^2 + m_r \sum_{j=1}^2 (\dot{Z}_{kj} + \dot{h}_j - \Delta \dot{R}_j) \end{aligned} \right. \quad (25)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 \left\{ \begin{aligned} & \beta \left[Z_{kj} - Z_T - (-1)^j \frac{C-A}{2} (Z_{k1} - Z_{k2}) + (-1)^j C \cdot \theta_T \right]^2 + \\ & + \beta_{\Pi X} \left[X_{kj} - X_T - (-1)^j \frac{C-A}{2} (X_{k1} - X_{k2}) + (-1)^j C \cdot \lambda_T \right]^2 + \\ & + \beta_{\Pi Y} (Y_{0l} - Y_T)^2 + \beta_{py} \cdot Y_{pj}^2 + \beta_{pz} (Z_{kj} + h_j - \Delta R_j)^2 \end{aligned} \right. \quad (26)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 \left\{ \begin{aligned} & \beta_I \left[\dot{Z}_{kj} - Z_T - (-1) \frac{C-A}{2} (\dot{Z}_{k1} - Z_T) + (-1)^j C \cdot \dot{\theta}_T \right]^2 + \\ & + \beta_{\Pi X} \left[\dot{X}_{kj} - X_T - (-1) \frac{C-A}{2} (\dot{X}_{k1} - X_T) + (-1)^j C \cdot \dot{\psi}_T \right]^2 + \\ & + \beta_{\Pi Y} (\dot{Y}_{0l} - Y_T)^2 + \beta_{py} Y_{py}^2 + \beta_{pz} (\dot{Z}_{kj} + \dot{h}_j - \Delta \dot{R}_j)^2 \end{aligned} \right. \quad (27)$$

де β – коефіцієнт в'язкого опору першого ступеня ресорного підвішування, що припадає на одну буксу; $\beta_{\Pi X}$ - коефіцієнт в'язкого опору гумових елементів буксового повідця в поздовжньому напрямку; $\beta_{\Pi Y}$ - сумарний коефіцієнт в'язкого опору осьового упору та буксових повідців у поперечному напрямку.

З урахуванням конструктивних особливостей колісно-моторного блоку, що описуються рівняннями зв'язків, потенційна

енергія екіпажу може бути визначена за формулою 26.

Вирази для функції розсіювання енергії отримуємо з (24) заміною переміщень їх похідними, а жорсткостей – коефіцієнтами опору(формула 27).

Визначивши приватні похідні виразів (25, 26, 27) і підставивши їх у рівняння (24), отримаємо систему диференціальних рівнянь, що описують рух КМБ:

$$\begin{aligned}
a_{11}\ddot{x}_T + b_{11}\dot{x} + b_{17}x_{k1} + b_{18}\dot{x}_{k2} + c_{11}x_T + c_{17}x_{k1} + c_{18}x_{k2} &= -F_T \\
a_{22}\ddot{y}_T + b_{22}\dot{y}_T + b_{26}\dot{y}_0 + c_{66}y_T + c_{26}y_0 &= 0 \\
a_{33}\ddot{\phi}_0 + a_{39}\ddot{z}_{k1} + a_{310}\ddot{z}_{k2} + a_{311}\ddot{\phi}_{Ш0} + b_{33}\dot{j}_0 + b_{39}\dot{z}_{k1} + b_{310}z_{k2} + c_{33}\phi_0 + \\
+c_{39}z_{k1} + c_{310}z_{k2} &= a_{44}\ddot{\theta} + b_{44}\dot{\theta}_T + b_{49}z_{k1} + b_{410}z_{k2} + c_{44}\theta_T + c_{49}z_{k1} + c_{410}z_{k2} = 0 \\
a_{55}\dot{\lambda}_T + b_{55}\dot{\lambda}_T + b_{57}\dot{x}_{k1} + c_{55}\dot{\lambda}_T + c_{57}x_{k1} + c_{58}x_{k2} &= M_T \\
a_{66}\ddot{y}_0 + a_{67}\ddot{x}_{k1} + a_{68}\ddot{x}_{k2} + b_{66}\dot{y}_0 + b_{62}\dot{y}_T + c_{66}y_0 + c_{62}y_T &= F_{y1} + F_{y2} \\
a_{77}\ddot{x}_{k1} + a_{78}\ddot{x}_{k2} + a_{76}\dot{y}_0 + b_{77}\dot{x}_{k1} + b_{78}\dot{x}_{k2} + b_{71}\dot{x}_T + b_{75}\dot{\lambda}_T + c_{77}x_{k1} + c_{78}x_{k2} + c_{71}x_T + c_{75}\lambda_T &= F_{x1} \\
a_{88}\ddot{x}_{k2} + a_{87}\dot{x}_{k1} + a_{86}\dot{y}_0 + b_{81}x_T + b_{85}\dot{\lambda}_T + b_{87}x_{k1} + b_{88}\dot{x}_{k2} + c_{81}x_T + c_{85}\lambda_T + c_{87}x_{k1} + c_{88}x_{k2} &= F_{x2} \\
a_{99}\ddot{z}_{k1} + a_{910}\ddot{z}_{k2} + a_{93}\ddot{\phi}_0 + a_{910}\ddot{\phi}_{Ш} + b_{93}\dot{\phi} + b_{99}\dot{z}_{k1} + b_{910}\dot{z}_{k2} + b_{94}\dot{\theta}_T + c_{93}\phi_0 + \\
+c_{99}z_{k1} + c_{910}z_{k2} + m_p(\ddot{h} - \Delta\ddot{R}_1) + \beta_{pz}(\dot{h}_1 - \Delta\dot{R}_1) + \bar{\sigma}_{pz}(h_1 - \Delta R_1) &= -\frac{l}{2\ell_d}M_d; \\
a_{1111}\dot{\phi}_{Ш} + a_{112}z_{k1} + a_{1110}z_{k2} + a_{113}\ddot{z}_T &= M_d \\
a_{1212}\ddot{y}_p + b_{1212}\dot{y}_p + c_{1212}y_p &= -F_{y1} - F_{y2}
\end{aligned}$$

Результати розрахунків щодо визначення тягових якостей колісно-моторного блоку представлені на рис. 2-6. Оскільки досліджується вплив коливань вертикального динамічного навантаження і відносних горизонтальних ковзань у контактах колісної пари з рейкою на її тягові якості, на першому етапі досліджень виявлено залежність K_g і ε_y від швидкості руху (рис. 2, 3). При цьому ε_y визначається для трьох значень моменту, що повертає $M_b = S_{sp} \cdot \lambda_b$, де λ_b – кут повороту візка (1- $S_{sp} = 64$ кН/мм; 2- $S_{sp} = 96$ кН/мм; 3- $S_{sp} = 148$ кН/мм).

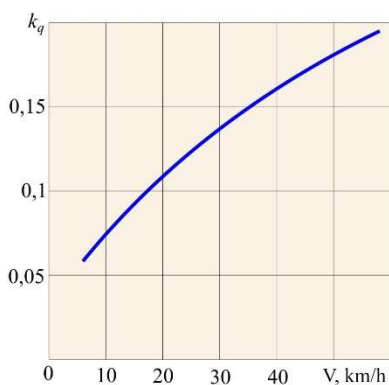


Рис. 2. Залежність коефіцієнта вертикальної динаміки від швидкості руху

На другому етапі досліджень отримані залежності коефіцієнта запасу зі зчеплення $\tau_{0,7}$, при нормованому значенні коефіцієнта тяги $K_0 = 0,7$, від швидкості руху (рис. 4), а також залежності $\tau_{0,7}$ від коефіцієнта вертикальної динаміки та відносного горизонтального ковзання (рис. 5, 6). У процесі обчислень

проводилася процедура інтегрування, описана у статті, а графіки будувалися за значеннями математичного очікування величини $\tau_{0,7}$.

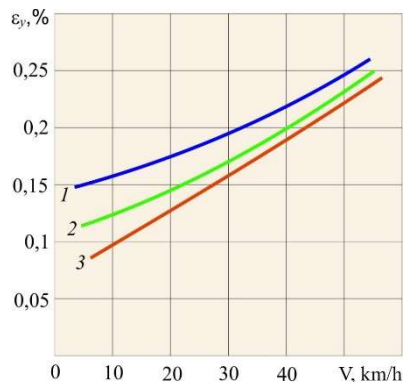


Рис. 3. Залежність відносного поперечного ковзання колісної пари від швидкості руху

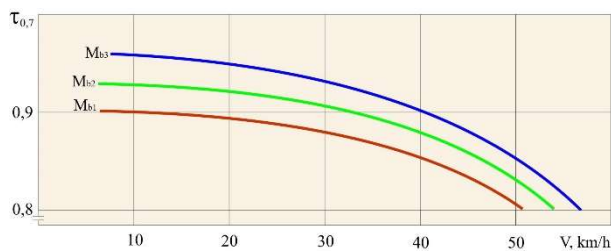


Рис. 4. Залежність коефіцієнта запасу по зчепленню від швидкості руху

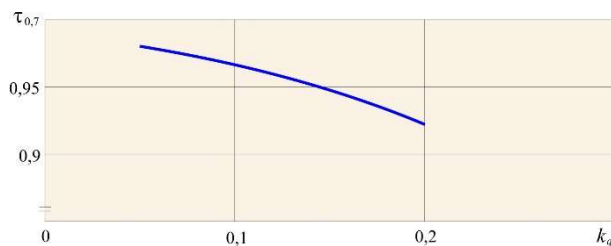


Рис. 5. Залежність коефіцієнта запасу по зчепленню від коефіцієнта вертикальної динаміки

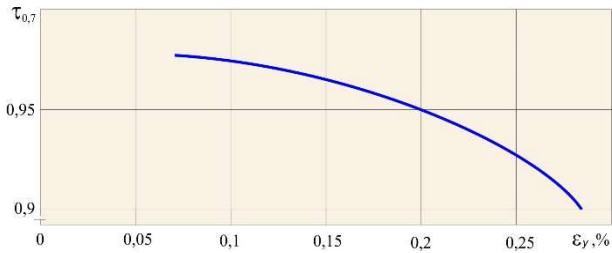


Рис. 6. Залежність коефіцієнта запасу по зчепленню від відносного поперечного ковзання

Висновки та перспективи розвитку досліджень.

1. Запропоновано методику оцінки впливу динамічних навантажень, що виникають у контактах колеса з рейкою при русі локомотива, яка найбільш точно описує особливості поведінки реального екіпажу і при цьому за рахунок коректного спрощення та введення обґрунтованих припущень є досить простою для проведення досліджень на ПК.

2. В результаті математичного моделювання руху КМБ з використанням для оцінки його тягових якостей такого критерію, як запас по зчепленню ($\tau_{0,7}$), отримані залежності, що дозволяють проілюструвати вплив коефіцієнта вертикальної динаміки і відносного горизонтального ковзання на тягові якості локомотива.

3. З аналізу отриманих залежностей випливає, що зі збільшенням швидкості руху колісно-моторного блоку коефіцієнт вертикальної динаміки і відносні горизонтальні ковзання ростуть. У діапазоні швидкостей 5...50 км/год K_g збільшується з 0,075 до 0,18, а ε_y збільшується з 0,08...0,152 до 0,225...0,25. При цьому, чим більше жорсткість зв'язку кузова з візком локомотива, тим менше горизонтальне поперечне ковзання колісної пари в рейковій колії. Так за швидкості 5 км/год ε_y для M_{b3} на 48% менше, чим для M_{b1} (відповідно криві 3 та 1 на рис. 3), а для швидкості 50 км/год ця різниця зменшується на 12%.

Коефіцієнт запасу зі зчеплення зі зростанням швидкості руху зменшується, рис. 4, що викликано збільшенням коливань вертикального динамічного навантаження і відносного горизонтального ковзання (рис. 2, 3). При цьому зі збільшенням швидкості від 5 до 25 км/год зменшення $\tau_{0,7}$ відбувається менш інтенсивно ніж зі збільшенням швидкості від 25 до 50 км/год. Так у діапазоні зміни швидкості 5...25 км/год $\tau_{0,7}$ змінюється з 0,97...0,9 до

0,947...0,886, а в діапазоні 25...50 км/год до 0,853...0,81.

Зі збільшенням моменту, що повертає, вплив швидкості на коефіцієнт запасу по зчепленню стає менш значущим., а $\tau_{0,7}$ при M_{b3} на 6...7% більше, ніж при M_{b1} ($M_{b3} > M_{b1}$).

Таким чином, зі збільшенням швидкості руху КМБ, а значить і зі збільшенням коливань вертикального динамічного навантаження і відносного горизонтального ковзання колісної пари по рейках коефіцієнт запасу по зчепленню значно зменшується. При швидкості 25 км/год зменшення становить 5...12%, при швидкості 50 км/год – 15...19%.

Зміна коефіцієнта запасу по зчепленню в залежності від коефіцієнта вертикальної динаміки представлено на рис. 5, а від відносного горизонтального поперечного ковзання - на рис. 6. Подані залежності показують, що зі збільшенням коефіцієнта динаміки від 0,05 до 0,2 коефіцієнт запасу по зчепленню зменшується з 0,97 до 0,925, тобто на 4,5%, зі збільшенням відносного поперечного ковзання з 0,075 до 0,25% зменшується з 0,97...0,92.

Література

1. Динаміка та безпека швидкісного руху рейкових транспортних засобів / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк, В. С. Ноженко. Івано-Франківськ: НАІР, 2021. 172 с.
2. Domin R. Investigation of the some problems of running safety of rolling stock on the Ukrainian railways / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak, A. Mostovych, V. Konstantidi, P. Gryndei // Archives of Transport. 2016. 40(4). P. 79-91.
3. Дьомін Р. Ю. Стійкість рухомого складу від сходження з рейок: монографія. / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк, О. В. Сергієнко. Северодонецьк: вид-во СЧУ ім. В. Даля, 2022. 232 с. ISBN 978-617-11-0221-7.
4. Gorbunov M.I. Development and evaluation of technical solutions to increase the qualitative level of the locomotive undercarriage: monograph. / M.I.Gorbunov, M.V.Kovtanets, O.V.Serhiienko, T.M.Kovtanets. Северодонецьк: вид-во СЧУ ім. В. Даля, 2021. 92 с. ISBN 978-617-11-0218-7.
5. Gorbunov M.I., Kovtanets M.V., Serhiienko O.V., Kovtanets T.M., Nozhenko V.S. Prediction of tractive and dynamic performance of locomotives by simulation modeling: monograph. Северодонецьк: вид-во СЧУ ім. В. Даля, 2021. 94 с. ISBN 978-617-11-0219-4.
6. Дьомін Р. Ю. Розрахункова оцінка динамічних показників швидкісного вагона / Р. Ю. Дьомін //

- Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. 2017. № 9(239). С. 33-37.
7. Дьомін Р. Ю. Визначення показників безпеки руху швидкісного електропоїзда шляхом комп'ютерного моделювання динаміки його вагонів / Р. Ю. Дьомін, Ю. В. Дьомін, Г. Ю. Черняк // Вагонний парк. 2016. № 1-2. С. 32-34.
 8. Gorbunov M. Experimental study of the limit-maximum adhesion coefficient / M. Gorbunov, M. Kovtanets, T. Kovtanets / Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020, September 30 - October 02, Kaunas, Lithuania. 2020. – P. 382-386.
 9. Domin R. Estimation of Dynamic Performances of the Safe Operation of High-Speed Electric Train / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak // Archives of Transport. 2017. Vol. 41, Iss. 1. P. 7-16.
 10. Ковтанець М.В. Проведення теоретико-експериментального дослідження щодо впливу динамічних навантажень на коефіцієнт зчеплення / М.В.Ковтанець, О.В.Сергієнко, Д.М.Марченко, В.С.Ноженко, Т.М.Ковтанець // Наукові вісті Даліського університету, 2022. № 8. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2022-23-10> [Електронне видання URL: <http://nvdu.snu.edu.ua/wp-content/uploads/2022/08/2022-23-12.pdf>].
 11. Gorbunov M. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / M. Gorbunov, V. Pistek, M. Kovtanets, O. Nozhenko, S. Kara, P. Kučera // JVE International LTD. Vibroengineering Procedia. 2017. Vol. 13, ISSN 2345-0533. P. 159-164.
 - of V. Dahl EUNU, 2021. 94 p. ISBN 978-617-11-0219-4.
 6. D'omin R. Ju. Rozrahunkova ocinka dynamichnyh pokaznykiv shvydkisnogo vagona / R. Ju. D'omin // Visnyk Shidnoukr. nac. un-tu im. V. Dalja. 2017. № 9(239). S. 33-37.
 7. D'omin R. Ju. Vyznachennja pokaznykiv bezpeky ruhu shvydkisnogo elektropoi'zda shljahom komp'juternogo modeljuvannja dynamiky jogo vagoniv / R. Ju. D'omin, Ju. V. D'omin, G. Ju. Chernjak // Vagonnyj park. 2016. № 1-2. S. 32-34.
 8. Gorbunov M. Experimental study of the limit-maximum adhesion coefficient / M. Gorbunov, M. Kovtanets, T. Kovtanets / Proceedings of 24th International Scientific Conference. Transport Means 2020, September 30 - October 02, Kaunas, Lithuania. 2020. – P. 382-386.
 9. Domin R. Estimation of Dynamic Performances of the Safe Operation of High-Speed Electric Train / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak // Archives of Transport. 2017. Vol. 41, Iss. 1. P. 7-16.
 10. Kovtanec' M.V. Provedennja teoretyko-eksperymental'nogo doslidzhennja shhodo vplyvu dynamichnyh navantazhen' na koeficijent zchepennja / M.V.Kovtanec', O.V.Sergijenko, D.M.Marchenko, V.S.Nozenko, T.M.Kovtanec' // Naukovi visti Dalivs'kogo universytetu, 2022. № 8. DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2022-23-10> [Elektronne vydannja URL: <http://nvdu.snu.edu.ua/wp-content/uploads/2022/08/2022-23-12.pdf>].
 11. Gorbunov M. Research to improve traction and dynamic quality of locomotives / M. Gorbunov, V. Pistek, M. Kovtanets, O. Nozhenko, S. Kara, P. Kučera // JVE International LTD. Vibroengineering Procedia. – 2017. – Vol. 13, ISSN 2345-0533. – P. 159-164.

References

1. Dynamika ta bezpeka shvydkisnogo ruhu rejkovykh transportnyh zasobiv / R. Ju. D'omin, Ju. V. D'omin, G. Ju. Chernjak, V. S. Nozhenko. Ivano-Frankiv'sk: NAIR, 2021. 172 s.
 2. Domin R. Investigation of the some problems of running safety of rolling stock on the Ukrainian railways / R. Domin, Yu. Domin, G. Cherniak, A. Mostovych, V. Konstantidi, P. Gryndei // Archives of Transport. 2016. 40(4). P. 79-91.
 3. D'omin R. Ju. Stijkist' ruhomogo skladu vid shodzhennja z rejok: monografija. / R. Ju.D'omin, Ju. V.D'omin, G.Ju.Chernjak, O. V. Sergijenko. Sjevjerodonec'k: vyd-vo SNU im. V. Dalja, 2022. 232 s. ISBN 978-617-11-0221-7.
 4. Gorbunov M.I. Development and evaluation of technical solutions to increase the qualitative level of the locomotive undercarriage: monograph. / M.I.Gorbunov, M.V.Kovtanets, O.V.Serhiienko, T.M.Kovtanets. Severodonetsk: ed. of V. Dahl EUNU, 2021. 92 p. ISBN 978-617-11-0218-7.
 5. Gorbunov M.I., Kovtanets M.V., Serhiienko O.V., Kovtanets T.M., Nozhenko V.S. Prediction of tractive and dynamic performance of locomotives by simulation modeling: monograph. Severodonetsk: ed.
- Kovtanets M.V., Serhiienko O.V., Mogyla V.I., Kovtanets T.M. Study of the dynamic loads influence in wheel to rail contact on the maximum coupling coefficient**
- When researching traction qualities using mathematical models, a number of assumptions are made when simulating locomotive skidding, and as a result, existing models do not take into account the real conditions of locomotive movement, which are accompanied by the dynamic interaction of wheel pairs with rails, when a number of factors appear that significantly reduce the maximum of traction coefficient of the locomotive in relation to the physical, as a result of which there is a need to account for both experimental and theoretical studies of crew movement modes that have not been established. The article proposes a scientifically based methodology for assessing the impact of dynamic loads that occur in the contact of the wheel with the rail during locomotive movement, which most accurately describes the behavior of the real crew, and corresponds to the existing norms according to the*

criteria of vertical and horizontal dynamics, as well as indicators of movement stability and at the same time, due to the correct simplification and the introduction of reasonable assumptions, it is quite simple to conduct research on a PC. Dependencies were obtained that allow to illustrate the influence of the vertical dynamics coefficient and relative horizontal sliding on the traction qualities of the locomotive. The analysis of the obtained dependencies showed that with an increase in the speed of the wheel-motor unit movement (WMU), the coefficient of vertical dynamics and relative horizontal slips grow. At the same time, the greater the rigidity of the connection between the body and the locomotive carriage, the smaller the horizontal transverse sliding of the wheel pair in the rail track. The coefficient of reserve for coupling decreases with increasing speed of movement, which is caused by an increase in the fluctuations of the vertical dynamic load and relative horizontal sliding. At the same time, with an increase in the turning moment, the influence of speed on the clutch margin ratio becomes less significant. Thus, with an increase in the speed of the WMU movement, and therefore with an increase in the fluctuations of the vertical dynamic load and the relative horizontal sliding of the wheel pair on the rails, the coefficient of reserve for coupling decreases significantly. The presented dependences of changes in the coefficient of reserve for coupling depending on the vertical dynamics coefficient, as well as on the relative horizontal transverse sliding

show that with an increase in the dynamics coefficient, the coefficient of reserve for coupling decreases by 4.5 %, and with an increase in the relative lateral sliding it decreases from 0.97 to 0.92.

Key words: wheel-motor unit, coupling coefficient, dynamics coefficient, coefficient of reserve for coupling, sliding.

Ковтанець Максим Володимирович – к.т.н., доц., доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), kovtanetsm@gmail.com

Сергієнко Оксана Вікторівна – к.т.н., доц., доцент кафедри машинобудування та прикладної механіки Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), sergienko.o.v@gmail.com

Могила Валентин Іванович – к.т.н., проф., прфесор кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), vimogila1@ukr.net.

Ковтанець Тетяна Миколаївна – аспірант кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля (м. Київ), kovtanect@gmail.com.

Стаття подана 24.02.2024.