

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
УКРАЇНСЬКЕ ТОВАРИСТВО З МЕХАНІКИ РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ
НАУКОВЕ ТОВАРИСТВО ІМЕНІ ШЕВЧЕНКА



14-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗИУМ УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ У ЛьВОВІ

Матеріали симпозиуму

14-th International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv

Proceedings

Львів

23 — 24 травня 2019 р.

Ч 665
УДК 531+621+669+681

14-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 23 травня – 24 травня 2019 р.) : Матеріали симпозіуму. – Львів : КІНПАТРІ ЛТД, 2019. – 174 с.

Опубліковані матеріали доповідей, виголошені авторами на 14-му Міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. До збірника увійшли праці, які стосуються проблем статичної та динамічної поведінки пружних і пружно-пластичних систем, міцності та надійності машин і приладів, математичних основ теорії тріщин, машинознавства, синтезу й оптимізації машинобудівних конструкцій, технології та автоматизації виробництва, функціональних і конструкційних матеріалів, поверхневого оброблення та захисту деталей машин і конструкцій, трибології, зварювального виробництва і діагностики металевих конструкцій, проектування, виготовлення, експлуатації і сервісу транспортних засобів, піднімально-транспортних машин, вібротехніки та вібраційних технологій.

Для наукових працівників, аспірантів, викладачів закладів вищої освіти, інженерів та студентів.

Редакційна колегія:

О. Андрейків, І. Дмитрах, Б. Кіндрацький (голова), Р. Качмар (секретар),
Р. Кушнір, О. Ланець, В. Панасюк, Г. Сулим

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ

УДК 620.179

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ СТАНДАРТІВ УКРАЇНИ І ЄС В МАШИНОБУДУВАННІ

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE STANDARDS OF UKRAINE AND THE EU IN MECHANICAL ENGINEERING

Енді Августі¹, Володимир Гелетій², Олена Ланець²

¹Кінгстонський університет,
Penrhyn Rd, Kingston upon Thames KT1 2EE, Великобританія;
²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The process of harmonization of the national and European Union standards in mechanical engineering and the experience of implementing international standards and harmonizing them with national ones in other countries, in particular, in the UK, is analyzed. A training module is proposed for this topic, which will facilitate the integration of the educational process with European universities and improve the quality of education.

У машинобудуванні стандартизація має важливе технічне та економічне значення. Це пришвидшення проектування машин, створення можливостей масового виробництва деталей з використанням найпрогресивніших технологій, скорочення номенклатури верстатів та інструментів. Призначення стандартизації – максимальне спрощення і здешевлення проектування, виготовлення та експлуатації машин завдяки використанню найдоцільніших, що зарекомендували себе на практиці, видів виробів. В умовах глобалізації виробництва і сучасних цифрових інформаційних технологій роль стандартизації у машинобудуванні лише посилюється.

Згідно з Угодою про асоціацію між Україною та ЄС в Україні замість національних стандартів поступово впроваджуються європейські стандарти і скасовуються дії міждержавних стандартів – ГОСТ. Гармонізація стандарту – це зведення його змісту у відповідність з іншим стандартом для забезпечення взаємозамінності продукції, взаємного розуміння інформації, що міститься в стандартах.

Одним зі шляхів гармонізації стандартів України до міжнародних є впровадження стандартів ДСТУ ISO. Стандарти ДСТУ ISO це тотожні переклади відповідних стандартів ISO. Ці стандарти чинні в Україні на альтернативних засадах з національними. Так стандарти ДСТУ ISO серії 128 з груповим заголовком «Кресленики технічні» чинні на альтернативних засадах з ЕСКД і мають однакову з ними юридичну силу. Під час виконання технічних креслеників згідно з вимогами і правилами стандартів ДСТУ ISO серії 128 про це обов'язково роблять запис у відповідних документах, а на креслениках ставлять умовну графічну позначку застосованого способу проєціювання згідно з ISO 5465-2. ДСТУ ISO 128-1 містить посилання на більш ніж 30 стандартів ISO, що стосуються машинобудування і які прийняті як національні.

Процес гармонізації національних стандартів в галузі машинобудування до міжнародних є досить непростим і тривалим у часі. Це пояснюється глибокою історичною прив'язкою до стандартів системи ГОСТ, які фігурують у переважній більшості технічної, довідкової і навчальної літератури, неусталеною і неоднозначною україномовною термінологією в галузі машинобудування. Тому важливим є досвід впровадження міжнародних стандартів і гармонізації їх з національними в інших країнах зокрема у Великобританії. Викладачі Національного університету «Львівська політехніка», і Кінгстонського університету (Великобританія) започаткували співпрацю в цьому напрямі, що сприятиме ефективнішому взаємному обміну інформацією, викладачами і студентами. З цією ж метою для студентів механічних спеціальностей пропонується навчальний модуль «Порівняльний аналіз стандартів України і ЄС в машинобудуванні», що сприятиме інтегрованості навчального процесу з європейськими університетами і підвищенню якості освіти.

УДК 539.3

**ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ДВОШАРОВИХ ТОНКОСТІННИХ ЕЛЕМЕНТІВ
КОНСТРУКЦІЙ ЗА ДОВГОТРИВАЛОГО НАВАНТАЖЕННЯ**

ESTIMATION OF THE RESIDUAL RESOURCE OF TWO-LAYER THIN-WALLED STRUCTURAL
ELEMENTS UNDER LONG-TERM LOADING

Олександр Андрейків¹, Валентин Скальський², Ірина Долінська², Орест Райтер²

¹Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, м. Львів, 79003, Україна, andreykiv@ipm.lviv.ua;

²Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна, skalsky.v@gmail.com

The computational models were developed to determine the residual life of two-layer plates with cracks under long-term static and cyclic loads and exploitation environments. These models are based on the first law of thermodynamics, that is, the energy balance of the components and rates of their changes in a two-layer metal body that contains the macro crack and exposed to long-term static and cyclic tension and exploitation environments. The particular cases are considered.

Шаруваті елементи конструкцій широко застосовують у сучасній техніці, зокрема, під час виготовлення біметалевих елементів в ядерній енергетиці, хімічній та нафтопереробній промисловостях тощо. Своєю чергою шаруваті металеві є різновидом композиційних матеріалів, які складаються з двох або більше шарів. Наприклад, в хімічній промисловості за останні 50 років інтенсивно використовують зварні оболонки та апарати з біметалів. Як правило, їх корпуси виготовляють з вуглецевих сталей (СтЗсп, Сталь 20К), низьколегованих сталей (16ГС, 09Г2С) та конструкційних сталей (12МХ, 12ХМ) з плакувальним шаром корозійностійких наплавів з аустенітних сталей (08Х13, 12Х1810Т). Близько 80 % таких біметалів мають плакувальний шар зі сталі 08Х13.

Унікальні властивості біметалевих конструкцій зумовлені тим, що основний метал (вуглецева або низьколегована сталь) забезпечує конструкційну міцність та інші механічні властивості виробів, а плакувальний шар (нержавна сталь, нікель, титан, мідь, алюміній або інші метали), який знаходиться у контакті з агресивним середовищем, забезпечує необхідну корозивну стійкість, причому не тільки проти загальної, але й виразкової та пітингової корозії. Висока міцність з'єднання шарів у таких біметалах робить їх технологічними, виключає вірогідність розшарувань під час різання, формування, зварювання, монтажу. Термін служби виробів з біметалу на порядок вищий, ніж виробів з вуглецевих та низьколегованих сталей. Зазначимо, що такі вироби часто піддаються дії довго-

тривалих статичних та циклічних навантажень і впливу експлуатаційних середовищ, що призводить до їх сповільненого руйнування, тобто зародження дефектів типу тріщин, що розвиваються наскрізь під дією змінних напружень вздовж товщини стінки, і, наприклад, розгерметизовуючи оболонку. Сьогодні це є надзвичайно актуальна проблема, яка пов'язана з екологічними катастрофами і великими економічними втратами. Тому важливим є розроблення і застосування розрахункових моделей і методів для прогнозування залишкового ресурсу біметалевих елементів конструкцій, зокрема двошарових за довготривалого навантаження і впливу експлуатаційного середовища. Цим питанням і присвячена ця робота.

Постановка задачі і метод її розв'язання. Розглянуто двошарову (приблизно з однаковими модулями пружності шарів) пластину з товщиною шарів h_1, h_2 ($h = h_1 + h_2$), яка має наскрізну прямолінійну тріщину початкової довжини $2l_0$ (рис. 1). Пластина розтягується за високої температури T_0 зусиллями з силовим параметром p , які викликають у пластині симетричний відносно площини розміщення тріщини напружено-деформований стан. Задача полягає у визначенні часу $t = t_*$, за досягнення якого тріщина високотемпературної повзучості матиме критичний розмір $l = l_*$ і пластина зруйнується.

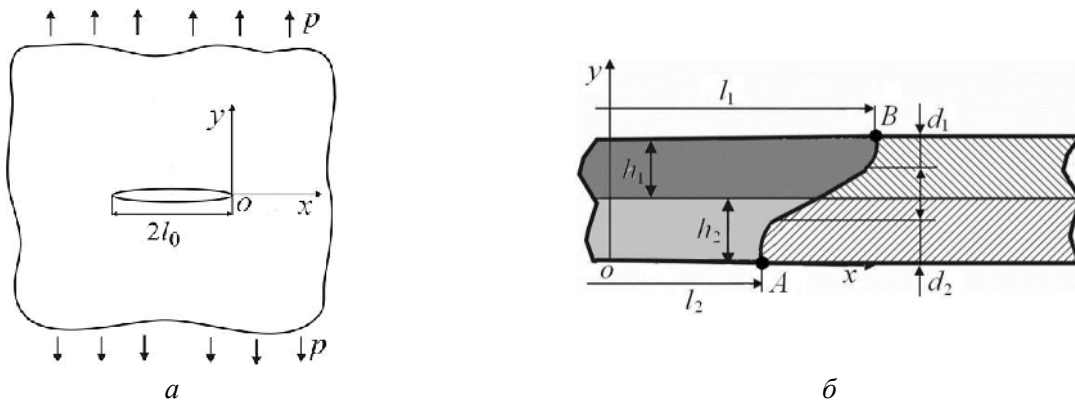


Рис. 1. Схема навантаження (а) і поперечний переріз (б) двошарової пластини з тріщиною

Розв'язання такої задачі на основі результатів праці [1] зводиться до розв'язання наступної системи рівнянь

$$\frac{\partial x}{\partial t} \sqrt{1 + (\partial x / \partial y)^2} = A_{2i} [K_1(x, y) K_{iC}^{-1}]^{2m_i} [1 - K_1^2(x, y) K_{iC}^{-2}]^{-1}, \quad (1)$$

$$t = 0, x = f(0, y); \quad t = t_*, x = x_* = f(t_*, y_*); \quad K_1(x_*, y_*) = K_{iC} \quad (i = 1; 2).$$

Тут A_{2i}, m – характеристики високотемпературної повзучості матеріалу; K_1 – коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН); K_{iC} – характеристика тріщиностійкості матеріалу.

Для спрощення розв'язання цієї задачі припустимо, що конфігурація рухомого контуру фронту тріщини за товщиною пластини наближено прямолінійна і тільки під час виходу на поверхню має заокруглення, де $(\partial x / \partial y)_{y=0;h} = 0$. Тоді кінетику поширення тріщини високотемпературної повзучості будуть визначати розміри тріщини на поверхнях пластини $l_1 = l_1(t); \quad l_2 = l_2(t)$ (рис. 1). Таким чином, складне рівняння в частинних похідних (1) наближено зведеться до системи звичайних диференціальних рівнянь з відповідними початковими і кінцевими умовами

$$dl_i / dt = A_{2i} [K_1(l_i, y_i) K_{iC}^{-1}]^{2m_i} [1 - K_1^2(l_i, y_i) K_{iC}^{-2}]^{-1} \quad (i = 1; 2), \quad y_1 = h_1 + h_2; \quad y_2 = 0; \quad (2)$$

$$t = 0, l_i = l_0; \quad t = t_*, l_i = l_{i*}; \quad K_1(l_{i*}) = K_{iC}. \quad (3)$$

Припускаючи, що КІН $K_I(x, y)$ уздовж контуру тріщини, в основному, змінюється наближено за лінійним законом, то для його визначення біля контуру тріщини запишемо наближено вираз

$$K_I[l_2 + y(l_1 - l_2)h^{-1}, y] = s \sqrt{\rho l_2} \{ [e + a(1 - e)](1 - b) + be^{-0.5} [e + g(1 - e)] \}, \quad (4)$$

де $e = l_2 l_1^{-1}$, $a = d_1^{-1} h$, $b = y h^{-1}$, $g = l_1^{-1} h$.

Застосовуючи математичну модель (2), (3) з урахуванням співвідношення (4), розв'язано задачу про визначення залишкового ресурсу (періоду докритичного росту тріщини) двошарової пластини з тріщиною, де шар товщиною h_1 , виготовлений зі сталі 321, а шар товщиною h_2 – зі сталі 15Х1М1Ф.

Поряд з цим математичну модель (2), (3) узагальнено на випадок поширення систем тріщин високотемпературної повзучості в двошарових пластинах. Розглянуто конкретні випадки періодичної і двоякоперіодичної систем тріщин. Аналогічно до вищенаведеної методики розроблено розрахункові моделі для дослідження кінетики і періоду докритичного росту втомних тріщин у біметалевих пластинах, що дало змогу розрахувати залишковий ресурс двошарової і двокомпонентної пластин з поверхневою і наскрізною тріщинами.

1. Андрейків О.Є., Сас Н.Б. Математична модель для визначення періоду докритичного поширення тріщин високотемпературної повзучості в твердих тілах // Доповіді НАН України. – 2006. – № 5. – С. 47–52.

УДК 621.9

ВПЛИВ ТИПУ МЕТАЛЕВОЇ МАТРИЦІ НА МЕХАНІЧНУ ОБРОБЛЮВАНІСТЬ СТАЛЕЙ ТА СПЛАВІВ ДЛЯ ЕНЕРГЕТИКИ

INFLUENCE OF METALIC MATRIX TYPES ON THE TOOLING OF STEELS FOR POWER ENGINEERING

Олександр Балицький¹, Валерій Колесніков^{1,3}, Яцек Еліаш², Марія Гаврилюк¹

¹Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна;

²Західнопоморський технологічний університет в Щеціні,
алея Піастів, 19, м. Щецін, 70310, Польща;

³ДЗ «Луганський національний університет імені Тараса Шевченка»,
пл. Гоголя, 1, м. Старобільськ, 92703, Україна

Steel 45 was adopted as a reference for the remaining alloys were arranged in the following sequence: austenitic steel (EhP33, 10H11N23T3MR) 0,4 – 0,55, high-nitrogen austenitic steels (P900, 12Ch18AG18Sh) 0,22 – 0,48, nickel-cobalt NiCo15Cr9W6Al5 Mo4 (ЕП-741НП) NiCr14Co10Mo5Al3Ti3 (ЕП-742ІД) (0,1 – 0,12). The morphology of the chips formed during turning of the billet of steel in dry conditions, with water and lubricating and cooling liquid (LCL) was studied. Corrosive damage is noted on the surface of the formed chips during turning with water. It is shown that using coolant reduces the size and form compact wrapped forms of chips.

В енергетиці застосовують деталі з різними типами металевої матриці, що позначається на їх механічній оброблюваності. В якості еталона обирали сталь 45 ($s_g = 650 - 750$ МПа, НВ 180 – 220) [1]. Коефіцієнт оброблюваності $K_{обр}$, визначають за формулою:

$$K_{обр} = \frac{V_{60}^A}{V_{60}^B},$$

де V_{60}^A – швидкість різання при $T = 60$ хв, що характеризує оброблюваність досліджуваного матеріалу А; V_{60}^B – швидкість різання при $T = 60$ хв, що характеризує оброблюваність еталонного матеріалу Б. Для сталі 45 $K_{обр} = 1$.

Важкооброблюваними сплавами вважаються такі, де $K_{обр} \leq 1$. Обробка металів різанням є складним процесом, що включає, крім тертя, пластичне деформування та руйнування оброблюваного матеріалу. Причому ці явища протікають у граничних специфічних умовах.

У праці продовжено дослідження експлуатаційних властивостей аустенітних сталей [2 – 5]. Досліджували сталі: сплав № 1 – Сталь 45; сплав № 2 – сталь ЕП33, 10X11H23T3MP; сплав № 3 – сталь Р900, 12X18АГ18Ш; сплав № 4 – $NiCo15Cr9W6Al5 Mo4$ (ЕП-741НП), $NiCr14Co10Mo5Al3Ti3$ (ЕП-742ІД) (рис. 1).

Досліджено механічну оброблюваність сплавів під час точіння за різних умов машення. В якості мастильно-охолоджувальних рідин (МОР) використовували зразки МОР на основі ріпакової (МОРр), соняшникової (МОРс) олій та нафтової оливи (МОРн) [6], а також з водою. Стружку отримували, відрізаючи на токарно-гвинторізному верстаті, від заготовок сталі круги $\sim \varnothing 28$ mm. Використовували відрізний різець оснащений твердосплавною пластиною ВК-6. Для створення однакових умов точіння різець заточували та виставляли однаковий кут між різцем та заготовкою. Послідовно проведено експерименти під час точіння з МОР за 100, 200, 315, 500 (об/хв) та подачі $S=0,1$ мм/об. Глибина різання складала від 0,1...0,25 мм. Параметри мікроструктури сталі визначали на мікроскопі ЛОМО ЕС МЕТАМ РВ 21. Для отримання мікрошліфів використано травник: 4% розчин азотної кислоти. Особливості морфології стружки вивчали на мікроскопі ZEISS Stemi 2000С. Обидва мікроскопи оснащені камерою SIGETA International Color Digital Camera MCMOS 5100 5.1 MP.1.

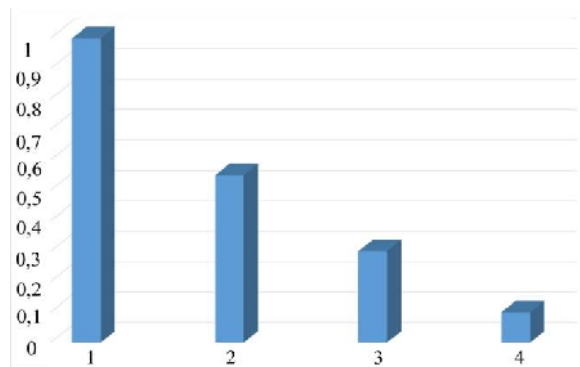


Рис. 1. Відносна оброблюваність досліджених матеріалів: 1 – Сталь 45, 2 – Сталь ЕП33, 10X11H23T3MP; 3 – високоазотна сталь Р900, 12X18АГ18Ш; 4 – Ni-Co сплав ($NiCo15Cr9W6Al5Mo4$ (ЕП-741НП))

Кількісну оцінку фазового складу мікроструктури сплавів, а також розміри пошкоджень на поверхнях різання проводили за допомогою комп'ютерної обробки зображень мікроструктури (програмний комплекс TOUP VIEW 3.7). Макрофотографування продуктів різання здійснено за допомогою цифрової камери Canon SX100 IS. Для високоазотних сталей, виявлено вплив σ – фази та зафіксовано появу мартенситу деформації.

Під час досліджень виявлено вплив водню, що проникає з охолоджувальної рідини [7]. У зоні точіння існують умови (температура, високі тиски, каталітичний вплив ювенільних поверхонь металу) за яких можливе протікання хімічної взаємодії між молекулами зовнішнього середовища та

оброблюваним металом. За рахунок термомеханічної деструкції органічних воденьвмісних сполук МОР у процесі обробки утворюються активні радикали жирних кислот, вуглеводневі радикали та атомарний водень. Водень локалізує та інтенсифікує процеси пластичної деформації і полегшує руйнування за рахунок проникнення до утвореної випереджаючої мікротріщини. Активні радикали за рахунок хемосорбції взаємодіють з ювенільною поверхнею оброблюваної деталі та інструментом, зменшуючи енергозатрати під час точіння. Оброблюваність сплавів стосовно металевої матриці розташована в такій послідовності: ферито-перлітна, аустентина, сталі з високоазотним аустентитом та сплави, що містять $\gamma+\gamma'$ - фази.

1. *Основы теории резания материалов: учебник / Мазур Н.П., Внуков Ю.Н., Грабченко А.И. и др.; под общ. Ред. Н.П. Мазура. – 2-е изд., перераб. – Харьков : НТУ «ХПИ». 2013. – 534 с. 2. Balyts'kyi O.I., Kolesnikov V.O., Kawiak P. Tribomechanical properties of austenitic manganese steels and cast irons under the conditions of sliding friction. *Materials Science*. – 2005. – 41 – № 5. – P. 624–630. 3. Balyts'kyi O.I., Kolesnikov V.O. Investigation of wear products of high-nitrogen manganese steels. *Materials Science*. – 2009. – 45 – № 4. – P. 576–581. 4. O. I. Balyts'kyi, V. O. Kolesnikov, and J. Elias. Study of the wear resistance of high-nitrogen steels under dry sliding friction. *Materials Science*. – 2013. – 48. – № 5. – P. 642–646. 5. Balyts'kyi O.I., Kolesnikov V.O., Elias Y., Havrylyuk M.R. Specific Features of the Fracture of Hydrogenated High-Nitrogen Manganese Steels Under Conditions of Rolling Friction. *Materials Science*. – 2015. – 50 – № 4. – P. 604–611. 6. Балицький О.І., В. О. Колесніков, Гаврилюк М. Р. Вплив змащувальної охолоджувальної рідини на формування продуктів різання сталі 38ХН3МФА. *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. – 2018. – 54 – № 5. – С. 103–107. 7. Balitskii A., Kolesnikov V. Hydrogen Effects on the Formation of Nickel Based Superalloys Cutting and Wear Products / Abstracts of the 22nd European Conference on Fracture - ECF22, 26 - 31 August, 2018, Belgrade, Serbia. – P. 182.*

УДК 621. 791. 3

ОСОБЛИВОСТІ ЛЕГУВАННЯ ПРИПОЇВ ДЛЯ ЖАРОМІЦНИХ НІКЕЛЕВИХ СПЛАВІВ НОВОГО ПОКОЛІННЯ

FEATURES OF ALLOYING BRAZING COMPOSITIONS FOR HIGH-TEMPERATURE NICKEL ALLOYS FOR NEW GENERATION TURBINES

Віктор Квасницький¹, Георгій Мьяльниця², Максим Матвієнко³, Євген Бутурля³

¹Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»,
просп. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна;

²Державне підприємство Науково-виробничий комплекс газотурбобудування «Зоря-Машпроект»,
просп. Богоявленський, 42а, м. Миколаїв, 54018, Україна;

³Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
просп. Героїв України, 9, м Миколаїв, 54025, Україна

This work is dedicated to the brazing of the nickel heat-resistant alloys of the new generation. For turbines the actual task is the increase of their efficiency for this it is necessary to increase the temperature of the brazed joints and the temperature of the brazing.

У сучасному газотурбобудуванні основним конструкційним матеріалом є жароміцні нікелеві сплави. Підвищення температури робочого газу, ефективності і ресурсу енергетичних установок вимагає удосконалення конструкції деталей та розроблення нових жароміцних матеріалів, здатних протистояти комплексу факторів впливу, існуючих у реальних умовах їх роботи. Авіаційні турбіни працюють на чистому авіаційному паливі з низьким вмістом шкідливих домішок, зокрема сірки, і традиційно мають більш високі температури газу, порівняно з морськими. Паливо морських турбін містить сірку, натрій тощо, а в продуктах згорання палива містяться солі, що потрапляють з парами води. Тому лопатки морських газових турбін піддаються інтенсивній корозії, швидкість якої може бути в сотні разів більшою від швидкості корозії на повітрі або в атмосфері кисню. Цей вид корозії

називають високотемпературною сольовою корозією (ВСК). ВСК пов'язують з конденсацією солей лужних металів, з яких найбільш агресивним є сульфат натрію.

Жароміцні нікелеві сплави є складнолегованими. За призначенням легувальні елементи поділяються на декілька класів. Жаростійкість сплавів забезпечує хром, що утворює щільну термодинамічно стійку оксидну плівку, але при згоранні палива, що містить сірку і натрій, внаслідок взаємодії натрію з SO_2 і SO_3 , утворюється сіль Na_2SO_4 , яка руйнує захисну оксидну плівку Cr_2O_3 . Хлор, що утворюється при взаємодії солі NaCl з оксидами сірки, сприяє ВСК. Для забезпечення високої стійкості сплавів морських турбін проти ВСК необхідно збільшувати в сплавах концентрацію хрому, але при цьому знижується тривала високотемпературна міцність сплавів. Оскільки швидкість корозії сплавів авіаційних турбін, що працюють на чистому паливі, низька, то це дозволяє знизити в них концентрацію хрому і підвищити їхню жароміцність, температуру газу і ефективність, використовуючи також інші способи зміцнення (твердорозчине та дисперсійне), однакові зі способами для сплавів морських турбін. Жароміцні нікелеві сплави (матеріали) авіаційних і морських турбін мають велику різницю за концентрацією хрому.

У нових жароміцних нікелевих сплавах морських турбін традиційно використовують високу концентрацію хрому для забезпечення стійкості проти ВСК, а для підвищення жароміцності ідуть шляхом регулювання структури, оптимізації хімічного складу та легування танталом і ренієм.

Спільними особливостями сплавів для авіаційних і морських турбін є проблема їх зварювання плавленням і широке застосування паяння, зокрема, способів дифузійного паяння, паяння композиційними припоями, а при можливості паяння з тиском, але при розробленні припоїв потрібно враховувати особливості їх умов експлуатації. Враховуючи результати детальних досліджень нових сплавів, при розробленні припоїв було вибрано для легування той же комплекс легувальних елементів з вибором депресантів (елементи, які знижують температуру плавлення), що забезпечують максимально допустимий режим паяння.

Залежно від депресантів припої поділяють на три основні групи: на основі легованого нікелю з бором і кремнієм, які застосовуються окремо або разом для зниження концентрації кожного з них; на основі легованого нікелю з елементами IV і V груп; леговані припої з нікелем і паладієм.

У цій праці систему Ni-Pd не використовували, враховуючи високу вартість паладію. В дослідженнях використовували лише припої першої та другої груп. На першому етапі проводили високотемпературний диференційний термічний аналіз і дослідження поверхневих фізико-хімічних властивостей, надалі вивчали взаємодію з жароміцними сплавами, формування з'єднань, їхню структуру і хімічний склад, режими паяння, а також механічні властивості з'єднань при кімнатній і робочих температурах. За результатами досліджень розроблено припой SBM-3 з модифікаціями, які, маючи високі технологічні властивості, дозволяють проводити паяння при різних температурах як авіаційних сплавів на основі Ni_3Al , так і морських турбін нового покоління. Розроблено також режими термічної обробки спаяних з'єднань.

УДК 621.43:629.33:004

**ІНФОРМАЦІЙНО-ВИМІРЮВАЛЬНА СИСТЕМА ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ
ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ ЕНЕРГОУСТАНОВОК ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

INFORMATION AND MEASURING SYSTEM TO STUDY THE OPERATING PERFORMANCE
INDICATORS OF VEHICLE PROPULSION SYSTEMS

Василь Матейчик¹, Микола Цюман¹, Мірослав Смесек²

¹Національний транспортний університет,
вул. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010, Україна;

²*Politechnika Rzeszowska,
al. Powstancow Warszawy, 8, Rzeszow, 35959, Polska.*

The paper describes the peculiarities of using the information and measuring system to study the operating performance indicators of vehicle propulsion systems, particularly fuel consumption and harmful emissions under operating conditions.

Переважним типом енергоустановок, що сьогодні поширені на транспортних засобах, є енергоустановки на базі двигунів внутрішнього згорання різних типів. Потужність, витрата палива, шкідливі викиди, а також маса, габарити і вартість різних енергоустановок з одним типом двигуна істотно залежить від конструктивних особливостей систем постачання палива і повітря та систем нейтралізації відпрацьованих газів. Рівень екологічної досконалості енергоустановки, який характеризується ефективністю використання палива та рівнем забруднення навколишнього середовища, значною мірою визначається організацією і характером робочих процесів двигунів. Тому питання поліпшення ефективності використання палива та зниження шкідливих викидів транспортних засобів завжди пов'язані з дослідженням робочих процесів двигунів.

Робота ґрунтується на результатах численних експериментальних і теоретичних досліджень робочих процесів двигунів [1 – 3] і є продовженням попередніх робіт авторів [4 – 6].

Для оцінювання ефективності способів, спрямованих на поліпшення паливної економічності та екологічних показників транспортних засобів, розроблено інформаційно-вимірювальну систему для дослідження робочих процесів транспортних енергоустановок з автоматизацією процесів отримання, опрацювання й аналізу інформації та оцінювання показників транспортних засобів в умовах стандартизованих їздових циклів. До системи входять підсистема для отримання даних від тензометричного сенсора тиску в циліндрі двигуна, підсистема для отримання даних про режим роботи двигуна, підсистема для отримання даних від системи керування двигуном, підсистема аналізу даних про параметри робочого тіла в циліндрі, підсистема аналізу експлуатаційних показників енергоустановки у складі транспортного засобу в експлуатаційних режимах.

Інформаційно-вимірювальну систему було застосовано для аналізу впливу рециркуляції відпрацьованих газів на індикаторні, ефективні та екологічні показники енергоустановки з бензиновим двигуном. Об'єктом експериментальних досліджень був чотиритактний бензиновий двигун з іскровим запалюванням, рідинним охолодженням та електронною системою керування, обладнаний системами нейтралізації і рециркуляції відпрацьованих газів моделі VW BBY. Для отримання даних щодо параметрів робочого циклу на досліджуваному двигуні було встановлено основні вимірювальні елементи інформаційно-аналітичної системи: сенсор тиску (рис. 1), аналого-цифровий перетворювач для фіксації електричних сигналів тиску, частоти обертання і моменту запалювання та інформаційний пристрій для відтворення, накопичення, опрацювання й аналізу даних з використанням спеціалізованого програмного забезпечення для отримання характеристик робочого циклу двигуна в різних режимах роботи (рис. 2). На рис. 1 показано такі деталі двигуна та вимірювальної системи: 1 – блок циліндрів, 2 – головка циліндрів, 3 – поршень, 4 – камера згорання, 5 – свічка запалювання, 6 – сорочка охолодження двигуна, 7 – вимірювальний канал, 8 – штуцер для з'єднання сенсора з вимірювальним каналом, 9 – порожнина для охолодження сенсора, 10 – сенсор тиску, 11 – контактна мембрана, 12 – вимірювальна мембрана, 13 – чутливий елемент.

Отримання даних про режим роботи двигуна забезпечує штатна вимірювальна система гальмівного стенда, що виводить на екран інформаційного пристрою інформацію про обертовий момент M_e і частоту обертання n на вала гальмівної машини. Отримання і розшифрування діагностичних даних від системи керування двигуном забезпечує інформаційний пристрій за допомогою спеціального адаптера стандарту *OBD* і програмного забезпечення (рис. 2). Отримана інформація про обертовий момент M_e , частоту обертання n та параметри системи керування двигуном зберігається в пам'яті інформаційного пристрою для використання у подальшому аналізі.

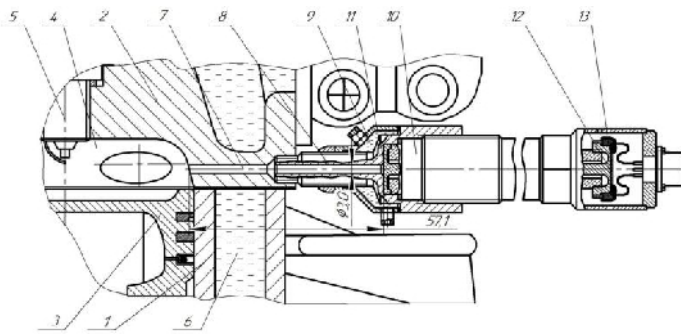


Рис. 1. Встановлення датчика тиску в головці циліндрів двигуна VW BBU

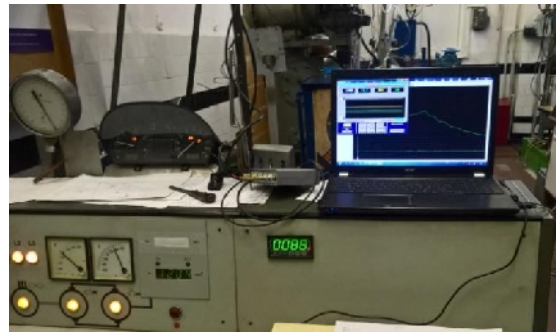


Рис. 2. Інформаційний пристрій з підключеним адаптером і програмним забезпеченням OBD

У результаті отримано індикаторні діаграми робочого циклу двигуна VW BBU при роботі з рециркуляцією відпрацьованих газів і без неї та здійснено узагальнення індикаторних діаграм на різних режимах роботи двигуна та з різними ступенями рециркуляції відпрацьованих газів. Аналіз отриманих індикаторних і ефективних показників двигуна в залежності від ступеня рециркуляції відпрацьованих газів дозволив встановити його оптимальне значення, що забезпечує мінімальну питому ефективну витрату палива у різних режимах роботи двигуна.

У підсистемі аналізу експлуатаційних показників енергоустановки у складі транспортного засобу в експлуатаційних режимах за допомогою математичної моделі системи «двигун-каталітичний нейтралізатор» [5, 6] визначались витрата палива і викиди енергоустановки з використанням рециркуляції відпрацьованих газів і без неї в їздовому циклі згідно з Правилами ЄЕК ООН № 83-04. Отримані результати показують, що при застосуванні рециркуляції відпрацьованих газів зменшуються сумарна за цикл витрата палива на 3,6 %, викиди монооксиду вуглецю на 3,34 %, вуглеводнів на 4,4 %, оксидів азоту на 11,3 %.

Таким чином, розроблена інформаційно-вимірювальна система дозволяє досліджувати ефективність способів, спрямованих на поліпшення екологічної досконалості енергоустановок транспортних засобів.

1. Merker, G.P., Schwarz, C., Teichmann, R., *Combustion engines development: Mixture formation, combustion, emissions and simulation*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, doi:10.1007/978-3-642-14094, 2012. 2. В.Г. Дяченко, *Двигуни внутрішнього згоряння: Теорія: Підручник*. НТУ“ХПІ”, Харків, 2008. 3. Berg, T., Beushausen, V., Thiele, O., Voges, H., *Fiber optics spark plug sensor for the optimization of engine combustion processes*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 2006. 4. I. Kuric, V. Mateichyk, M. Smieszek, M. Tsiuman, N. Goridko, I. Gritsuk, *The peculiarities of monitoring road vehicle performance and environmental impact*. Conf. ITER'18, 244, 03003, doi:10.1051/mateconf/201824403003, 2018. 5. I. Gritsuk, V. Volkov, V. Mateichyk, Yu. Gutarevych, et al., *The Evaluation of Vehicle Fuel Consumption and Harmful Emission Using the Heating System in a Driving Cycle*. SAE Int. J. Fuels Lubr., 10(1), doi:10.4271/2017-26-0364, 2017. 6. Gritsuk, I.V., Mateichyk, V., Tsiuman, M., Gutarevych, Y. et al., *Reducing Harmful Emissions of the Vehicular Engine by Rapid After-Start Heating of the Catalytic Converter Using Thermal Accumulator*. SAE Tech. Paper, 2018-01-0784, doi:10.4271/2018-01-0784, 2018.

УДК 620.192

РОЗВИТОК НОВИХ ПІДХОДІВ ЩОДО ДІАГНОСТУВАННЯ КОРОЗІЙНО-МЕХАНІЧНОЇ ДЕГРАДАЦІЇ ТРУБНИХ СТАЛЕЙ

DEVELOPING NEW APPROACHES FOR DIAGNOSTICS OF CORROSION-MECHANICAL DEGRADATION OF PIPELINE STEELS

Григорій Никифорчин, Олександр Цирульник, Ольга Звірко

*Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна*

New approaches for diagnostics of in-service degradation of pipeline steels were considered and discussed. A non-destructive electrochemical method for evaluating brittle fracture resistance of operated steels was developed. A new method of conservative estimation of degradation of pipeline steels based on a taking into account of susceptibility of operated metal to corrosion-mechanical fracture was worked out.

Принципово новим підходом у діагностуванні стану тривало експлуатованого металу є застосування електрохімічного методу. Взаємодію металу з корозивним середовищем оцінюють за електрохімічними характеристиками металу, вони залежать від його структури, напруженого стану тощо, тому вони змінюються внаслідок експлуатаційної деградації. Відтак деградацію властивостей матеріалу в об'ємі можна оцінити за зміною електрохімічних характеристик як у лабораторних, так і в польових умовах. На цій основі розроблено неруйнівний електрохімічний метод діагностування характеристик опору крихкому руйнуванню тривало експлуатованих конструкційних сталей [1]. Отримано кореляційну залежність між відносними змінами цих показників, зумовленими тривалою експлуатацією, для вуглецевих та низьколегованих сталей ферито-перлітного класу. Залежність є універсальною для цього типу сталей незалежно від об'єкту діагностування та експлуатаційних умов, що полегшує практичне застосування методу. Це вказує на те, що умови експлуатації впливають лише на ступінь деградації металу.

Розроблено також новий науково-методичний підхід до діагностування експлуатаційної деградації конструкційних сталей тривалої експлуатації електрохімічним методом, який базується на визначенні електрохімічних властивостей поверхонь зламів, як інформативних параметрів поточного стану експлуатованого металу. На основі цього підходу розвинули електрохімічний метод діагностування експлуатаційної деградації сталей, який ґрунтується на встановленій кореляційній залежності між експлуатаційними змінами опору крихкому руйнуванню металу та електродного потенціалу його поверхні руйнування [2]. Таким чином, отримана залежність дає можливість прогнозувати опір крихкому руйнуванню металу на основі оцінювання електрохімічних характеристик зламу. Метод може використовуватись при проведенні технічних експертиз експлуатаційних руйнувань.

У рамках використання підходів механіки руйнування, які моделюють розвиток корозійно-механічних тріщин, запропоновано метод визначення циклічної тріщиностійкості трубних сталей. Метод моделює вплив водню, абсорбованого металом з боку внутрішньої поверхні труби, на ріст тріщини з боку зовнішньої поверхні. Таку ситуацію змоделивали експериментально, з використанням зразка з тріщиною, застосовуючи електролітичне наводнювання частини зразка, що є протилежною частині з тріщиною [3]. Відповідно провели розрахунки розподілу водню по зразку, що дало можливість спрогнозувати агресивний вплив транспортованих вуглеводнів на залишковий ресурс труби з виявленою тріщиною.

Останнім часом загострилась проблема великомасштабного розшарування у трубах магістральних газопроводів, яке виявляють ультразвуковою діагностикою [4]. Надземні ділянки трубопроводів, завдяки можливій конденсації вологи на внутрішній поверхні труби через коливання температури довкілля, є вразливими до внутрішньої корозії, яка за таких умов протікає з водневою деполаризацією, що створює умови для наводнювання металу. Зокрема, в одному з гинів виявили вихід макродефекту на зовнішню поверхню через розрив перетинки над закритою порожниною. Напруження, які спричинили цей розрив, зумовлені високим тиском газу в порожнині, який створюється у результаті накопичення у ній молекулярного водню, що свідчить про інтенсивне наводнювання металу гину з боку внутрішньої поверхні. Про понижену тріщиностійкість металу в напрямі розвитку макророзшарування свідчить збільшення площі макродефекту при гідропресуванні. Розроблено комплекс експериментальних методик, які враховують понижений опір крихкому руйнуванню в площині вальцювання прокату, з якого виготовляють труби.

Електрохімічними дослідженнями виявили, що поляризаційний опір металу розтягнутої ділянки на 15–20%, а металу над розшаруванням біля розриву поверхні – на 30–35% нижчий, ніж металу прямої ділянки, що зумовлено його підвищеним напружено-деформованим станом. Відтак, комплекс діагностичних ознак спричиненого воднем макророзшарування у стінці труби доповнили новою діагностичною електрохімічною ознакою, а саме, поляризаційним опором. Звідси, застосовуючи неруйнівний електрохімічний метод контролю поверхні труби у польових умовах, за його зниження на величину > 30% можна прогнозувати таке посилення напружено-деформованого стану на зовнішній поверхні труби, яке створює небезпеку виходу макродефекту на поверхню.

Схильність тривало експлуатованих трубних сталей до корозійно-механічного руйнування є найбільш небезпечним чинником зниження їхньої роботоздатності. Відтак, це необхідно враховувати за консервативного оцінювання стану експлуатованого металу [5]. Однак, для трубних сталей регламентують базові механічні характеристики та ударну в'язкість на певному рівні, незалежно від того, чи це вихідний стан, чи такий рівень досягнуто у процесі експлуатації. І хоч визначальним у забезпеченні їхньої роботоздатності є опір корозійно-механічному руйнуванню, регламентні норми на його характеристики відсутні. Розроблено метод консервативного оцінювання деградації трубних сталей, який враховує чутливість експлуатованого металу до корозійно-механічного розтріскування. Метод апробували на ферито-перлітних трубних сталях одного класу міцності API X52. Експериментальними дослідженнями довели, що навіть без регламентування характеристик корозійно-механічного руйнування, а лише скоригувавши нормативне значення ударної в'язкості KCV окремо для вихідного та експлуатованого металу, можна врахувати ту особливість, що ризик руйнування визначається опором сталі корозійно-механічному руйнуванню.

The research has been partially supported by the NATO in the Science for Peace and Security Programme under the Project G5055.

1. Nykyforchyn H., Zvirko O., Tsyryllyk O. Non-destructive diagnostics of hydrogen-induced degradation of pipelines steels by electrochemical method // Book of Abstracts of 14th International Conference on Fracture (ICF 14), June 18-23, 2017, Rhodes, Greece. Ed. E. E. Gdoutos. – 2 p. 2. Nykyforchyn H., Tsyryllyk O., Zvirko O. Electrochemical fracture analysis of in-service natural gas pipeline steels // Procedia Structural Integrity. – 2018, Vol. 13. – P. 1215–1220. 3. Патент на корисну модель № 127310. Спосіб визначення опору металевих конструкційних матеріалів водневому окрихченню. Греділь М.І., Никифорчин Г.М., Цирульник О.Т., Штойко І.П., Звірко О.І. Заявл. 23.02.2018. Публ. 25.07.2018 р. Заявка № U 2018 01845, Бюл. № 14. 4 с. 4. Analysis and mechanical properties characterization of operated gas main elbow with hydrogen assisted large-scale delamination / H. Nykyforchyn, O. Zvirko, O. Tsyryllyk, N. Kret // Engineering Failure Analysis. – 2017, Vol. 82. – P. 364–377. 5. Никифорчин Г., Цирульник О., Звірко О. Метод консервативного оцінювання корозійно-водневої деградації конструкційних сталей, схильних до корозійно-механічного руйнування // Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Мат-ли 6-ї Міжн. наук.-техн. конф. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2018. – С. 15-17.

УДК 620.197.3

ЗАХИСТ ВІД ТРИБОКОРОЗІЇ АЛЮМІНІЄВОГО СПЛАВУ ФОСФАТ-НІТРАТНОЮ КОМПОЗИЦІЄЮ В СЕРЕДОВИЩІ КИСЛИХ АТМОСФЕРНИХ ОПАДІВ

PROTECTION FROM TRIBOCORROSION OF ALUMINUM ALLOY BY PHOSPHATE-NITRATE COMPOSITION IN ACID RAIN ENVIRONMENT

Василь Похмурський, Іван Зінь, Ольга Хлопик, Мар'яна Тимусь, Левко Білий

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна, zin@ipm.lviv.ua

Protective properties of the composition of calcium phosphate and sodium nitrate under conditions of cyclic activation of the surface of duralumin in corrosive environment have been investigated. It was shown,

that the inhibiting composition based on calcium phosphate and sodium nitrate is promising for protection of aluminium alloys constructions from surface destruction under tribocorrosion conditions.

Сплави системи Al–Cu–Mg знайшли широке застосування в різних галузях машинобудування. У звичайних умовах їхня поверхня покрита тонким шаром оксидної плівки, яка надає йому деякої пасивності та є бар'єром для агресивного впливу середовища [1]. Проте часто конструкції, виготовлених з цих сплавів, експлуатують в умовах корозійної втоми, фретинг-, чи трибокорозії, коли поверхнева оксидна плівка механічно пошкоджується і втрачає свої захисні властивості. За таких умов метал пришвидшено кородує [2]. Одним з найбільш економічних і поширених методів захисту металів від корозійно-механічного руйнування залишається застосування інгібіторів, використання яких дозволяє уповільнити корозійні процеси, не провокуючи при цьому механічного зношування металу. Зокрема, часто поєднують в одній композиції декілька інгібіторів різної природи з метою одержання максимального захисту металу за рахунок ефекту синергізму [3 – 5].

Загальновідомо, що фосфати використовують для захисту від корозії конструкцій з алюмінієвих сплавів у промисловості та на транспорті, їх вводять у лакофарбові ґрунтовки для забезпечення корозійної тривкості систем органічних покриттів. Наявність у водному розчині навіть невеликої концентрації іонів PO_4^{3-} істотно зменшує швидкість гідратації оксиду алюмінію внаслідок утворення на його поверхні нерозчинних фосфатних сполук [6]. Однак фосфати, як інгібітори корозії, діють сповільнено, лише після вивільнення катіонів металу в розчин [7]. Водночас відомо, що можна досягти підсилення захисної дії фосфату його поєднанням з іншими інгібіторами, зокрема натрію нітратом [3]. Це може бути важливим з погляду підсилення захисної дії фосфатного інгібітора в умовах, коли оксидна плівка на алюмінієвому сплаві механічно пошкоджена. Тому метою роботи було дослідити вплив композиції на основі фосфатного та нітратного інгібіторів на корозійно-механічне зношування алюмінієвого сплаву Д16Т.

Електрохімічні випробування здійснювали на потенціостаті Gill AC з використанням насиченого хлоридсрібного електрода порівняння Ag/AgCl та платинового допоміжного. Імпедансні вимірювання здійснювали за потенціалу вільної корозії у діапазоні частот 10000...0,01 Гц. Як робочий електрод використовували пластини зі сплаву Д16Т у стані постачання розміром 100×20 мм товщиною 5 мм. Механічну активацію поверхні металу в корозивному середовищі, за умов однапрявленого руху, проводили на установці за схемою тертя “кулька-площина”. Загальне навантаження на кульку становило 1 Н, швидкість ковзання індентора – 11 мм/с. Застосовували зразки – диски з алюмінієвого сплаву Д16Т діаметром 50 мм. Поверхню зразків послідовно шліфували дрібнодисперсним абразивним папером, доводили до дзеркального блиску за допомогою алмазної пасти та обезжирювали ацетоном. Шорсткість поверхні зразків алюмінієвого сплаву після корозійного зношування вивчали за допомогою профілографа-профілометра “Калибр С-265” (модель 201). Для точного розрахунку топографічних характеристик мікрогеометрії профілів поверхні на основі профілограм використовували комп'ютерну програму *Roughness Plot Analyzer*. Корозивним середовищем слугував розчин синтетичного кислого дощу з рН ~ 4,5. В якості інгібіторів корозії використовували кальцію гідрофосфат, натрію нітрат та їх композицію. Концентрація інгібіторів у корозивному розчині становила 1 г/л.

До та під час трибокорозійних випробувань зразків сплаву Д16т записували імпедансні діаграми. Вимірювання здійснювали за потенцілу корозії. Виявлено, що у ненавантаженому стані сплав Д16Т найменш корозійнотривкий у неінгібованому кислому дощі. Тут різниця модулів імпедансу сплаву за частот 0,1 та 1000 Гц ($\Delta Z = Z_{0,1} - Z_{1000}$) дорівнювала $8,5 \cdot 10^2 \text{ Ом} \cdot \text{см}^2$. Після додавання в кислий дощ 1 г/л натрію нітрату або кальцію фосфату ця різниця зростала і становила $4,5 \cdot 10^3$ та $1 \cdot 10^4 \text{ Ом} \cdot \text{см}^2$ відповідно. За використання для інгібування корозивного розчину суміші фосфатного та нітратного інгібіторів $\Delta Z = 1,5 \cdot 10^4 \text{ Ом} \cdot \text{см}^2$.

Під час прикладання до поверхні алюмінієвого сплаву сталого активаційного навантаження його імпедансні залежності у низькочастотній ділянці пологіші. Це свідчить про появу на поверхні зразка в зоні треку зношування електрохімічно активної поверхні металу. Однак значення параметра

імпедансу ΔZ для сплаву Д16Т в кислому дощі, інгібованому сумішшю кальцію фосфату та натрію нітрату, вищі, ніж в інших розчинах, що вказує на швидке відновлення на поверхні металу після механічної активації пасивної плівки з покращаними захисними властивостями.

Однонаправлений рух корундового індентора, навантаженого зусиллям 1 Н, у розчині кислого дощу по поверхні сплаву Д16Т супроводжувався збільшенням зносу останнього, що підтвердили отримані результати коефіцієнта пари тертя. В інгібованому розчині кислого дощу коефіцієнт тертя у 1,5 рази нижчий, відповідно фосфатно-нітратна плівка має кращі антифрикційні властивості, ніж оксидна.

Під час тертя трибопари в інгібованому кальцію фосфатом та натрію нітратом розчині профіль поверхні сплаву Д16Т значно однорідніший. Середня висота мікронерівностей (R_a) зменшилася більше, ніж на порядок і становила 0,07 мкм. Крокові параметри профілю знизилися у п'ятеро. Таким чином, дані профілометрії підтверджують ефективність використання кальцію фосфату та натрію нітрату як інгібітора для запобігання трибокорозійних втрат сплаву Д16Т у середовищі кислого дощу і корелюють з результатами вимірювання коефіцієнта тертя пари сплав Д16Т/корунд у середовищах.

Кращий захисний ефект, що спостерігається при поєднанні в одній композиції натрію нітрату та кальцію фосфату, можна пояснити синергічною дією цих інгібіторів на алюмінієвому сплаві. З одного боку, фосфат сприяє утворенню на поверхні сплаву бар'єрної фазової плівки, що містить алюміній і фосфор. Ця плівка ізолює поверхню металу, перешкоджаючи протіканню катодної реакції та виділенню іонів водню. Останнє призводить до гальмування катодного процесу. З іншого боку, натрію нітрат за своєю характеристикою – сильний інгібітор окиснювальної дії, його присутність у корозивному розчині полегшує пасивацію дюралюмінію та створює умови для формування на його механічно активованій поверхні товстішої оксидної плівки.

Отже, інгібувальна композиція на основі кальцію фосфату та натрію нітрату є перспективною для захисту від руйнування поверхні виробів і конструкцій з алюмінієвих сплавів, що експлуатуються в умовах тертя за впливу корозивного середовища.

1. В.В. Герасимов. Коррозия алюминия и его сплавов //М. :Металлургия, 1967. - 113с. 2. Lyer K., et al Contribution of fretting to the fatigue and corrosion deterioration of a riveted lap joint //Struct. Integ. Ageing Aircraft, ASME 47 – 1995. P. 35–61. 3. A.Al-Borno, M. Islam, R. Haleem. Synergistic Effects Observed in Nitrite—Inorganic Phosphate Inhibitor Blends // Corrosion. Vol. 45, Issue 12. – P. 990-995. 4. Bouklah, M, Hammouti, B, Aouniti, A, Benkaddour, M, and Bouyanzer, A., Synergistic Effect of Iodide Ions on the Corrosion Inhibition of Steel in 0.5 M H₂SO₄ by New Chalcone Derivatives. Applied Surface Science 252, 2006, 6236-6242. 5. Ayo Samuel Afolabi, (2007), "Synergistic inhibition of potassium chromate and sodium nitrite on mild steel in chloride and sulphide media, Leonardo electronic" Journal of practices and Technologies, 11, P. 143-154. 6. The hydration of barrier oxide films on aluminium and its inhibition by chromate and phosphate ions / H. Konno, S.K. Obayashi, H. Takahashi, M. Nagayama. Corrosion Science. 1982. V. 22. P. 913–923. 7. X.F.Liu, S.J. Huang, and H.C. Gu. "Corrosion protection of an aluminum alloy with nontoxic compound inhibitors in chloride media", CORROSION 58 (2002). P. 826-834.

УДК 78.21.49.03

ОБҐРУНТУВАННЯ КРИТЕРІЇВ АНАЛІЗУ МАСОГАБАРИТНИХ ПАРАМЕТРІВ НАЗЕМНИХ РОБОТИЗОВАНИХ КОМПЛЕКСІВ СПЕЦІАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

GROUNDS FOR ANALYSIS CRITERIA OF MASS DIMENSIONAL PARAMETERS OF SPECIAL-PURPOSE TERRESTRIAL ROBOTIC COMPLEXES

Василь Струтинський¹, Олег Гусяков²

¹Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», проспект Перемоги 37, м. Київ, 03056, Україна;

²Центральний науково-дослідний інститут озброєння та військової техніки Збройних Сил України, проспект Повітрофлотський 28, м. Київ, 03056, Україна

In this study, we present the developed methodological approach to the formation of a promising type of domestic special-purpose and military terrestrial robotic complexes using the presented classification features of mass dimensional parameters.

Наземні роботизовані комплекси спеціального і військового призначення виробляються в різних модифікаціях і мають різне функціональне призначення. На теперішній час виробництво наземних роботизованих комплексів у провідних країнах світу складає сотні тисяч одиниць на рік і продовжує стрімко зростати. Для підвищення ефективності науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт з розроблення вітчизняних зразків комплексів та подальшого їх ефективного застосування актуальним є проведення всебічного аналізу наявних технічних рішень на основі введених об'єктивних критеріїв.

Дослідження в цьому напрямку проводяться в рамках угоди про науково-технічну співпрацю між Київським політехнічним інститутом імені Ігоря Сікорського та Центральним науково-дослідним інститутом озброєння та військової техніки Збройних Сил України з метою виконання заходів щодо оснащення Збройних Сил України наземними роботизованими комплексами. Розроблені критерії аналізу масогабаритних параметрів наземних роботизованих комплексів спеціального призначення. Критерії встановлені окремо для габаритних і масових параметрів.

Для градації параметрів використано головний розмірний ряд рекомендованих чисел R5, а саме: 1,0; 1,6; 2,5; 4,0; 6,3; 10,0 та кратні їм.

Для оцінки габаритних параметрів пропонується використовувати характерний розмір комплексу у вигляді середньоарифметичного або середньогометричного габариту. За результатом проведеного аналізу, наявні роботизовані комплекси відповідно до значень характерного розміру умовно розбито на окремі групи (класи).

Мініатюрні (Nano) комплекси з характерним розміром до 2,5°см в основному застосовуються для спостереження. «Кишенькові» (Micro) комплекси мають характерний розмір 2,5...10°см і виконують функції активної розвідки ситуації спеціальними підрозділами в приміщеннях. Малі переносні та «закидні» наземні комплекси (ручні, Mini) з характерним розміром 10...40°см є найбільш поширеним засобом індивідуальної розвідки на слабо пересіченій місцевості.

Середні (Midi) наземні роботизовані комплекси мають характерний розмір 0,4...1,6°м. Вони є самохідними на базовому шасі високої прохідності, але в разі потреби можуть переміщуватись вручну силами кількох осіб або перевозитись на транспортних засобах (причепках).

Великі самохідні (Maxi) комплекси мають характерний розмір 1,6...4,0°м. Обмежене застосування знаходять надвеликі комплекси з характерним розміром 4...10°м (Mega) та більше 10°м (Giga).

Для градації роботизованих комплексів за масовими параметрами пропонується застосовувати діапазони за масою зразків. Мініатюрні Nano (до 160°г) та «кишенькові» (Micro) до 1°кг. Малі переносні «ручні» комплекси (Mini) з масою 1...5°кг. Середні (Midi) комплекси розбиті на підгрупи з врахуванням ергономічних параметрів ручного переміщення вантажів. До першої підгрупи віднесені комплекси, які можуть переміщуватись однією людиною і мають масу 5...25°кг. Комплекси, які можуть переміщуватись двома особами і мають масу 25...40°кг віднесені до другої підгрупи.

До третьої підгрупи віднесені роботизовані комплекси масою 40...250°кг, які можуть бути вручну переміщені трьома і більше особами. Великі самохідні комплекси (Maxi) мають масу 250..1000°кг. До надвеликих комплексів віднесені Mega (маса 1...10°т) та Giga з масою понад 10°т.

Введені за масовими параметрами критерії аналізу масогабаритних показників характеристик наземних роботизованих комплексів є більш детальними ніж критерії аналізу габаритних параметрів.

Критерії аналізу наземних роботизованих комплексів визначають їхнє функціональне призначення, а також раціональні області їх спеціального та військового застосування. Малі комплекси, включно з Micro, в основному виконують розвідувальні функції обмеженого (малого) радіусу дії. Середні за масогабаритними параметрами комплекси Midi разом з функціями розвідки можуть виконувати операції маніпулювання об'єктами, обмежені бойові та транспортні операції.

Великі самохідні комплекси (Махі, Mega, Giga) розроблені на спеціалізованих шасі та шасі існуючих зразків важкої техніки (броньованого та легко броньованого озброєння та військової техніки). Вони можуть виконувати логістичні операції з транспортування вантажів та спорядження, окремі бойові та розвідувальні операції, ліквідовувати наслідки техногенних аварій та катастроф, а також здійснювати заходи бойового та гуманітарного розмінування без присутності людини в зоні ймовірного ураження.

Напрямом подальших досліджень є обґрунтування технічних показників та технічних вимог до окремих систем і основних складових елементів (корпуса, рушія, силової установки, системи технічного зору, засобів комунікації і автономної навігації) базового шасі та спеціального обладнання (маніпуляторів, захоплювальних пристроїв, засобів розмінування, озброєння) наземних роботизованих комплексів для потреб Збройних Сил України та інших силових структур і відомств держави.

УДК 539.3

МІКРОМАКРОМЕХАНІЧНІ МОДЕЛІ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ

MICRO-MACROMECHANICAL MODELS FOR STUDY OF CONSTRUCTION ELEMENTS STRESS-STRAIN STATE

Микола Ткачук-мол., Андрій Грабовський, Микола Ткачук

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002, Україна*

A novel approach based on micro-macromechanical models for materials and structures is introduced. It can be applied to a broad class of materials with network microstructure. Various micromechanical factors involved in contact interaction of machine elements are as well considered within the proposed framework.

Забезпечення конструкційної міцності елементів машин часто вимагає розроблення нових моделей деформування матеріалу твердих тіл в об'ємі та контактного сполучення на межі з іншими тілами задля більш адекватного і точного розрахунку напружено-деформованого стану й обґрунтування прогресивних технічних рішень виробів з високими технічними і тактико-технічними характеристиками. При цьому все більшого значення набувають мікромеханічні фактори, адже саме на цьому рівні містяться як проблемні, так і потенційно перспективні аспекти розвитку науки і техніки. У роботі це питання досліджується у двох предметних областях.

По-перше, розглядається широкий клас матеріалів з мережевою мікробудовою, до якого належать полімери, гелі та біологічні тканини, піни та інші пористі матеріали, текстилі та інші волоконні матеріали. Завдяки природній чи спеціально створеній мікроструктурі цих матеріалів досягаються виключно високі механічні властивості: надзвичайна гнучкість, легкість та відносно велика до маси міцність.

За другим напрямом досліджується вплив мікромеханічних факторів на контактну взаємодію елементів машинобудівних конструкцій. Сучасна практика передбачає кінематичне та силове поєднання елементів, яким надається близької форми. З огляду на це, набувають істотного значення деформації, що виникають у шорсткому шарі, покриттях, включеннях на робочих поверхнях цих складнопрофільних тіл. Для багатьох виробів: зубчастих коліс із діжкуванням робочих поверхонь, роликотітників з модифікацією профілю, бігових доріжок гідрооб'ємних передач, поршнів двигунів внутрішнього згорання – питання впливу властивостей поверхонь на перерозподіл контактної тиску у їхньому сполученні є визначальним для забезпечення міцності та довговічності.

В обох цих випадках урахування мікромеханічної природи деформування матеріалів та конструкцій вимагає нових підходів. Феноменологічні підходи не дають змоги відповісти адекватно на питання, що постають, не відповідають повною мірою вимогам щодо фізичної обґрунтованості та продемонстрували обмеженість у якості джерела нових знань щодо новітніх матеріалів і конструкцій. Існує потреба у створенні відповідної теоретичної моделі та методів обчислення, які б спирались на адекватну уяву про мікроскопічні механізми відгуку внутрішньої будови на деформування. При цьому важливо уникати нефізичних припущень, які притаманні феноменологічним підходам. Інакше кажучи, створювані теорії мають відтворювати певні неочевидні та унікальні властивості матеріалів і структур та явища не через те, що вони штучно закладені в них на певному рівні формулювання, а завдяки об'єктивності та обґрунтованості основних їхніх положень. Саме це, не відтворення вже відомих фактів, а створення нових знань має слугувати кращому розумінню причини виникнення тих чи інших явищ та шляхів досягнення бажаних властивостей новостворюваних матеріалів і конструкцій. Цим проблемним питанням присвячені теоретичні розробки, що запропоновані у роботі.

УДК 629.735

ТЕРМОПРУЖНИЙ СТАН І ПОВЗУЧИСТЬ КОРПУСА РЕГУЛЮВАЛЬНОГО КЛАПАНА ПАРОВОЇ ТУРБИНИ

THERMOELASTIC STATE AND CREEP OF THE BODY OF THE CONTROL VALVE OF THE STEAM TURBINE

Микола Шульженко¹, Андрій Колядюк²

¹Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,
вул. Дм. Пожарського, 2/10, м. Харків, 61046, Україна;

²ДП «Державний науково-інженерний центр систем контролю та аварійного реагування»,
проспект Героїв Сталінграда, 64/56, м. Київ, 04213, Україна

The boundary conditions for solving the problems of strength were determined by solving the steam flow problem in a three-dimensional formulation taking into account heat loss. The calculation of the elastic stress-strain state was carried out using a three-dimensional mathematical model of the regulating valve body for various steady-state operating modes. A numerical study of the stress-strain state and creep of the valve body of the K-325 steam turbine was conducted on a stationary mode of 320 MW.

Система паророзподілу використовується для перекриття та регулювання надходження пари в турбіну. Для сучасної парової турбіни К-325 вона включає два сполучені блоки стопорних та регулювальних клапанів. Кожен з двох блоків складається з одного стопорного та двох регулювальних клапанів, розташованих у загальному корпусі, що представляє собою виліток складної форми. Основним фактором непрацездатності клапанів є поява тріщин у корпусі. Вирішення питань з надійності роботи клапанів потребує дослідження потоку пари, яка надходить з температурою 540°C і тиском 24 МПа, та розв'язання задач термоміцності й повзучості.

У роботі граничні умови для розв'язання задач міцності визначались з розв'язку задачі потоку пари в тривимірній постановці з урахуванням тепловтрат через теплоізоляцію. Враховувався вплив парового сита, яке знаходиться в пароприймальній камері. Сито представляє собою циліндричну обичайку з 3024 отворами. Воно призначене для захисту від потрапляння сторонніх елементів у проточну частину турбіни, наприклад зварювального ґрату. Задача розв'язувалась методом скінченних елементів. Швидкість, температура та тиск пари на стінки корпуса визначаються чисельним розв'язком рівнянь Нав'є-Стокса [1]. Визначено, що температура пари в області

стопорного клапана й перед регулювальними клапанами практично не відрізняється від температури на вході в систему паророзподілу. В той же час, у корпусі за регулюючими клапанами при їх частковому відкритті, відбувається значне зниження температури пари внаслідок дроселювання. Найбільше зниження температури пари за регулювальними клапанами (на 100°C) спостерігається при малих потужностях та номінальному тиску [2]. Визначено, що форма пароприймальної камери істотно впливає на розподіл пари між регулюючими клапанами. Температурні поля корпусу і розподіл тиску пари на його внутрішніх стінках визначались при семи різних стаціонарних режимах роботи. Пружний напружено-деформований стан визначався з використанням тривимірної математичної моделі корпусу регулювального клапана при різних стаціонарних режимах роботи турбіни. Задача розв'язувалася методом скінченних елементів. Встановлено, що відмінності в напруженому стані при різних режимах роботи пов'язані зі змінами теплового стану корпусу клапана і розподілом тиску на його стінки. У центральній частині пароприймальної камери напруження досягають 160 МПа. При цьому максимальне напруження в корпусі спостерігається в патрубках перед регулювальними клапанами і досягає 190 МПа, що перевищує межу плинності матеріалу. Отримані результати свідчать, що найнебезпечнішим режимом за статичної міцності корпусу регулювального клапана є не номінальний режим роботи турбіни при потужності 320 МВт, а проміжний при 180 МВт. Встановлено зони пластичних деформацій корпусу клапана, де напруження перевищують межу плинності, що свідчить про наявність пластичних деформацій. Зони пластичних деформацій відповідають місцям утворення тріщин при експлуатації клапана.

Виконано дослідження напружено-деформованого стану та повзучості корпусу клапана парової турбіни К-325 на стаціонарному режимі роботи, який відповідає потужності турбіни 320 МВт [3]. Використовувалась модель неявної повзучості зі зміцненням, яка дозволяє врахувати початкову та сталу повзучість. Розрахункове визначення повзучості корпусу клапана вперше розглянуто комплексно з використанням результатів розрахунків потоку пари і з врахуванням теплопровідності корпусу за тривимірними моделями. Отримані за 100 тис. год. експлуатації деформації повзучості не перевищують 0,8 % (рис. 1, рис. 2).

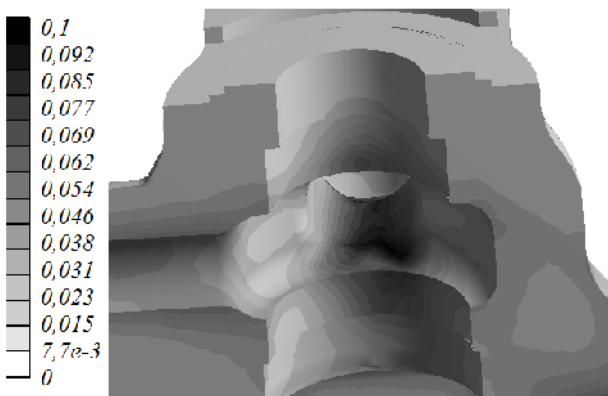


Рис. 1. Деформації повзучості в патрубок перед регулювальним клапаном, %

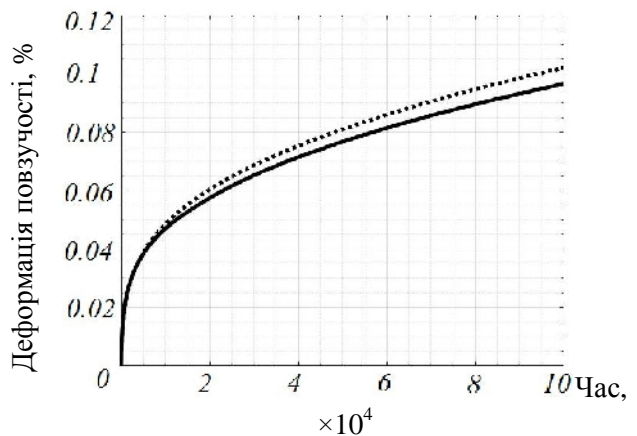


Рис. 2. Значення максимальних деформацій повзучості для двох варіантів пароприймальної камери: — – перший, – другий

Повзучість корпусу визначалась для двох варіантів пароприймальної камери [4]. Результати показали, що другий варіант корпусу клапана є менше напруженим і в його центральній камері максимальні деформації повзучості в 2 рази менші, ніж за першого варіанту корпусу клапана. Результати виконаних досліджень свідчать, що максимальна накопичена деформація повзучості не може бути причиною утворення тріщин, оскільки її значення 0,1% значно менші за допустимі значення деформації, близькі до 1% (з урахуванням коефіцієнта запасу).

Отримані результати свідчать про доцільність розв'язування задачі міцності корпусу клапана в пружно-пластичній постановці з оцінюванням його ресурсу за малоцикловою втомою.

1. Колядюк, А. С. Численное моделирование течения пара в регулировочном клапане турбины / А. С. Колядюк, Н. Г. Шульженко, И. Н. Бабаев // Вестник двигателестроения. – 2011. – № 2 – С. 106-110 – ISSN 1727-0219. 2. Колядюк, А. С. Течение пара и распределение температуры в системе парораспределения турбины для различных режимов ее работы / А. С. Колядюк, Н. Г. Шульженко, С. В. Еришов // Вестник двигателестроения. – 2012. – № 2 – С. 94-101 – ISSN 1727-0219. 3. Шульженко, Н. Г. Оценка ползучести корпуса регулирующего клапана паровой турбины К-325 / Н. Г. Шульженко, А. С. Колядюк // Вісн. НТУ «ХПІ». Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – №11. – С. 125 –131.- ISSN 2078-774X. 4. Шульженко, Н. Г. Оценка влияния формы камеры на течение пара и на ползучесть корпуса регулирующего клапана турбины / Н. Г. Шульженко, А. С. Колядюк // Проблемы машиностроения. – 2015. – №3 – С. 45-53. – ISSN 0131-2928.

WWW

СЕКЦІЯ 1

МЕХАНІКА РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ, ДІАГНОСТИКА І
ЦІЛІСНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ

УДК 539.1

ДОВГОТРИВАЛА МІЦНІСТЬ І ТЕРМІЧНА СТАБІЛЬНІСТЬ ЛИТИХ ЖАРОМІЦНИХ
КОРОЗІЙНОСТІЙКИХ ЛОПАТКОВИХ НІКЕЛЕВИХ СПЛАВІВ

LONG-TERM STRENGTH AND THERMAL STABILITY OF CAST CORROSION RESISTANT
NICKEL-BASED SUPERALLOYS

Олександр Балицький¹, Юлія Квасницька², Георгій Мьяльніца³, Любомир Іваськевич¹

¹Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна;

²Фізико-технологічний інститут металів і сплавів НАН України,
вул. Вернадського, 34/1, м. Київ, 03142, Україна;

³Державне підприємство Науково-виробничий комплекс газотурбобудування “Зоря” - “Машипроект”,
проспект Богоявленський, 42А, м. Миколаїв, 54018, Україна

Long-term strength and influence of high-temperature aging on structure, strength and ductility samples from SM-88U, SM-90 and SM-104 superalloys specimens have been investigated. Theoretical calculations and experimental researches have established that superalloys are not sensitive to the formation of σ -phase, which adversely affects their workability. Single crystalline SM-90 alloy has the highest heat-resistant characteristics.

Довговічність і надійність газових турбін значною мірою визначається роботоздатністю робочих і направляючих лопаток. Визначальними властивостями матеріалів лопаток є довготривала міцність, високотемпературна структурна стабільність, здатність збереження при тривалому старінні в області високих температур міцнісних і пластичних характеристик на рівні, близькому до вихідного, і корозійна тривкість.

У роботі вивчали довготривалу міцність і вплив витримок протягом 5000 год. за робочих температур на зміну структури та механічних властивостей, отриманих вакуумно-індукційною виплавою литих нікелевих жароміцних сплавів Ni57Cr16Co11W6Ti4Al4Mo2Hf (СМ-88У-ВІ), Ni57Cr16Co12W6Ti4Al3Mo2Hf (СМ-90-ВІ) і Ni59Cr21Co10W4Ti3Al3MoLa (СМ-104-ВІ), корозійну і водневу тривкість яких досліджено раніше [1]. Сплави відрізняються вмістом хрому, молібдену, вольфраму, алюмінію та титану. У сплаві СМ-104-ВІ є 36...37 мас.%, а у двох інших – приблизно 40...42 мас.% зміцнювальної інтерметалідної γ -фази. Всі сплави містять рідкісноземельні метали, які поліпшують структуру меж зерен, уповільнюють зернограничне ковзання і нейтралізують дію шкідливих домішок [2 – 4].

Механічні властивості циліндричних п'ятикратних зразків діаметром 5 мм зі сплавів СМ-88У-ВІ, СМ-90-ВІ, СМ-104-ВІ у вихідному стані (після регламентних термічних обробок [1]) та старіння за робочих температур визначені за одновісного короткочасного розтягу зі швидкістю 1 мм/хв і наведені у табл. 1. Випробування на тривалу міцність проведені при 700, 800, 850 і 900°C на циліндричних зразках діаметром 8 мм. Значення меж тривалої міцності сплавів визначені на базах 10000, 20000 і 35000 годин. Мікроструктуру сплавів вивчали методом оптичної металографії з використанням стандартних методик. Структурні зміни досліджували методом рентгеноструктурного аналізу на апараті ДРОН-3М з використанням Cu і Co випромінювання.

Старіння сплаву СМ-88У-ВІ при 700°C приводить до деякого підвищення межі міцності σ_B та відносного поперечного звуження ψ і слабо впливає на межу текучості $\sigma_{0,2}$ та відносне видовження зразків δ (див. табл. 1). У результаті витримок за вищих температур знижуються всі характеристики, крім відносного видовження, однак погіршення властивостей є незначним за винятком істотного розміщення сплаву СМ-104-ВІ після старіння при 850°C. Цей матеріал зі збільшеним вмістом хрому і дещо меншою кількістю γ -фази володіє найвищою корозійною тривкістю і розроблявся для соплових лопаток газотурбінних двигунів [1, 3].

Стабільність механічних властивостей сплавів корелює з результатами рентгеноструктурного аналізу. Встановлено, що у процесі термічної обробки у них утворюються інтерметалідні, карбідні і боридні фази зі складною структурою. У результаті старіння сплавів в інтервалі температур 750...850°C збільшується загальна кількість вторинних фаз, відбувається коагуляція інтерметалідів, причому тетрагональна щільноупакована σ -фаза, наявність якої призводить до небезпечних крихких руйнувань [2 – 4], за цих умов старіння не виділяється. Розрахунок за методикою прогнозування структурної стабільності PHASCOMP з використанням комп'ютерної програми SACS v.2.2 [3] показав, що досліджені сплави не схильні до утворення σ -фази.

Таблиця 1

Механічні властивості сплавів у вихідному стані та після старіння протягом 5000 год.

Сплав	Т-ра випр., °C	Механічні властивості у вихідному стані				Т-ра стар. і випр., °C	Механічні властивості після старіння			
		$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ , %	ψ , %		$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ , %	ψ , %
СМ-88У-ВІ	750	760	960	5,3	10,6	750	742	1032	4,9	14,8
	850	680	910	4,5	10,0	850	579	718	3,7	8,8
СМ-90-ВІ	800	810	990	8,9	19,5	800	816	958	9,2	15,4
	850	692	796	11,5	32,0	850	636	785	9,0	20,1
СМ-104-ВІ	800	683	786	7,8	19,6	800	580	729	8,2	9,8
	850	655	707	8,4	19,3	850	442	579	8,3	18,5

У всіх сплавах при збільшенні часу старіння відбувається розчинення карбіду МС і утворення нових часток карбіду $M_{23}C_6$, причому швидкість реакції $MC \rightarrow M_{23}C_6$ зростає з підвищенням температури, є найбільша у сплаві СМ-104-ВІ, найменша – у сплаві СМ-88У-ВІ. Таке перетворення змінює морфологічну структуру сплаву і призводить до зниження вмісту хрому в матричній фазі, що погіршує його корозійну тривкість.

Криві довготривалої міцності сплавів за температур 700, 800, 850 і 900°C, наведені на рис. 1, показують, що значення довготривалої міцності (σ_{TM}) за всіх баз навантаження зменшуються у порядку СМ-90-ВІ > СМ-88У-ВІ > СМ-104-ВІ. Низька жароміцність сплаву СМ-104-ВІ обумовлена меншим вмістом молібдену, вольфраму, титану і алюмінію [1], і, як наслідок, меншою кількістю зміцнювальної інтерметалідної γ -фази. Найвищі значення короткочасної і довготривалої міцності у монокристалічного сплаву СМ-90-ВІ (див. рис. 1, табл. 1) з мінімальною чутливістю до водневого окрихчення серед досліджених сплавів [1].

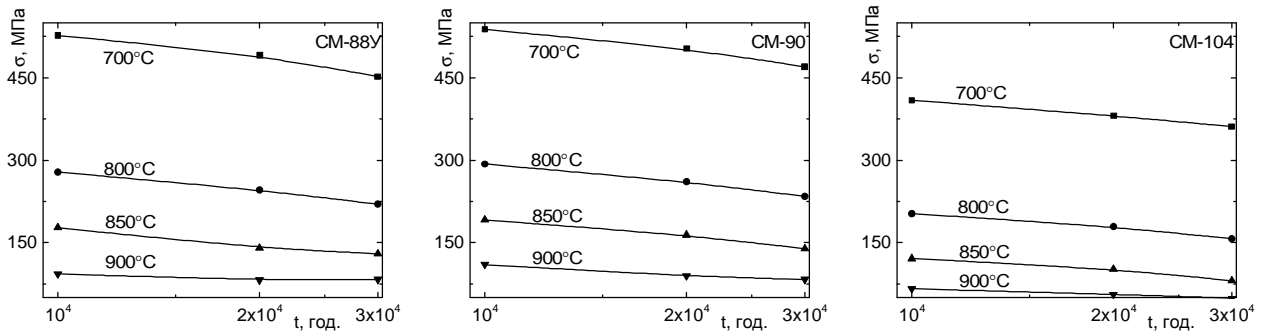


Рис. 1. Залежності руйнівного навантаження σ від часу випробовування t за різних температур

1. О. І. Балицький, Ю. Г. Квасницька, Л. М. Іваськевич, Г. П. Мяльниця. Корозійна та воднева тривкість жароміцних лопаткових нікелькобальтових сплавів. *Фіз.-хім. механіка матеріалів*. – 2018. – 54 – № 2. – С. 89–97. 2. Симс Ч., Хагель В. *Жаропрочные сплавы*. – М.: Металлургия, 2004. – 576 с. 3. І.І. Максюта, Ю.Г. Квасницька, В.М. Сімановський. Оптимізація складу жароміцного нікелевого сплаву для литих деталей газотурбінних двигунів. *Металознавство та обробка металів*. – 2007. – №4. – с.43-47. 4. Holländer D., Kulawinski D., Weidner A., Thiele M., Biermann H., Gampe U.: Small-scale specimen testing for fatigue life assessment of service-exposed industrial gas turbine blades. *International Journal of Fatigue*. – 2016. – 92. P. 262–271.

УДК 621.787:004.89.032.26

НЕЙРОМЕРЕЖЕВА МОДЕЛЬ ДЛЯ ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ПОВЕРХНЕВО ЗМІЦНЕНИХ МАТЕРІАЛІВ

NEURAL NETWORK MODEL TO PREDICT FATIGUE STRENGTH OF THE SURFACE HARDENING MATERIALS

Ірина Біблік

*Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,
вул. Дм. Пожарського, 2/10, м. Харків, 61046, Україна*

The neural network model implemented in the Delphi programming environment with input parameters characterizing the distribution of residual compressive stresses in the surface layer of the material after the hardening treatment is developed. The obtained values of the model errors allow to use the developed methodology both for the choice of optimum regimes of hardening and for evaluating of their effectiveness in order to ensure the necessary value of the endurance limit of parts during their operation.

Моделі, засновані на використанні нейронових мереж, можуть розглядатися як перспективна альтернатива і доповнення до традиційних методів оцінювання втомної міцності поверхнево зміцнених матеріалів. Основна перевага нейронових мереж полягає у відсутності необхідності вибору модельного процесу і задавання закону розподілу даних. Здатність нейронової мережі до прогнозування безпосередньо впливає з її здатності до узагальнення і виділення прихованих залежностей між вхідними та вихідними даними.

Основними характеристиками нейронової мережі є структура, кількість шарів, тип нейрона, вхідні і вихідні величини, алгоритм навчання. Вибір вхідних параметрів нейронової мережі обумовлений обсягом і якістю даних, наявних для навчання.

У цій роботі пропонується використовувати нейронову мережу, реалізовану в середовищі програмування *Delphi*. Нейронова мережа складається з вхідного шару, що містить чотири елементи, одного прихованого шару з чотирма нейронами і вихідного шару з одним елементом.

Добре відомо, що основну роль в підвищенні опору втомі поверхнево зміцнених деталей відіграють залишкові напруження стиску. В якості вхідних змінних нейронової мережі були обрані параметри, що визначають особливості розподілу залишкових напружень стиску по товщині поверхневого шару:

$\sigma_{зал}$ – залишкові напруження на поверхні;

σ_{max} – максимальні залишкові напруження в поверхневому шарі;

$h_{зал}$ – загальна глибина залягання залишкових напружень;

h_{max} – глибина залягання максимальних залишкових напружень.

В якості вихідного параметра нейронової мережі використовується межа витривалості (втомна міцність). В якості навчального алгоритму розробленої нейронової мережі вибраний алгоритм навчання з учителем, який передбачає, що для кожного вхідного вектора існує цільовий вектор, що представляє собою потрібний вихід. Разом їх називають навчальною парою. Зазвичай, мережа навчається на деякій кількості таких навчальних пар. В якості методу навчання нейронової мережі використовується метод оберненого поширення помилки, заснований на алгоритмі мінімізації середньоквадратичної помилки і передбачає два проходи по шарах мережі, – прямого і оберненого.

За допомогою розробленої нейромережевої моделі проводилось прогнозування втомної міцності поверхнево зміцнених деталей газотурбінних двигунів, виготовлених з хромонікелевих і титанових сплавів.

Для кожного з вхідних параметрів мережі вибиралися інтервали можливих значень відповідно до табл. 1. При цьому чинники, що впливають на втомну міцність, але не увійшли в реалізовану модель (ступінь і глибина наклепу, шорсткість поверхні), приймалися сталими. Вихідні значення втомної міцності визначалися для симетричного циклу навантаження вигином на базі $5 \cdot 10^6$ циклів при температурі 20 °С.

Таблиця 1

Діапазони значень вхідних параметрів мережі

№	Позначення параметра	Розмірність	Діапазон значень
1	$\sigma_{зал}$	МПа	-200 – -800
2	σ_{max}	МПа	-300 – -800
3	$h_{зал}$	мкм	0-70
4	h_{max}	мкм	100-350

Одним з найпростіших способів перевірки адекватності нейромережевої моделі є перевірка на даних з тестової вибірки, які не використовувалися для її навчання. На рис. 1 наведено фрагмент екрану виведення результатів роботи нейронової мережі (лінія – лінія регресії, точки – вихідні значення). По осі абсцис відкладаються результати з тестової вибірки, по осі ординат – результати, отримані за допомогою нейронової мережі.

Середня квадратична помилка нейронової мережі на тестовій вибірці становить 0,037. Розроблена нейронова мережа коректно виконує прогнозування на інтервалі зміни межі витривалості від 250 до 600 МПа.

Крім прямої задачі прогнозування втомної міцності поверхнево зміцнених матеріалів, за допомогою розробленої нейронової мережі можна розв'язати і обернену задачу, коли за відомим значенням втомної міцності проводиться пошук вхідних параметрів, що призводять до появи наявних вихідних (максимуму або глибини залягання залишкових напружень стиску і т.д.). Як приклад розв'язання оберненої задачі, на рис. 2 показано залежність між значеннями максимальних залишкових напружень стиску з тестової вибірки і значеннями σ_{max} , отриманими нейроновою мережею за відомими вихідними значеннями моделі.

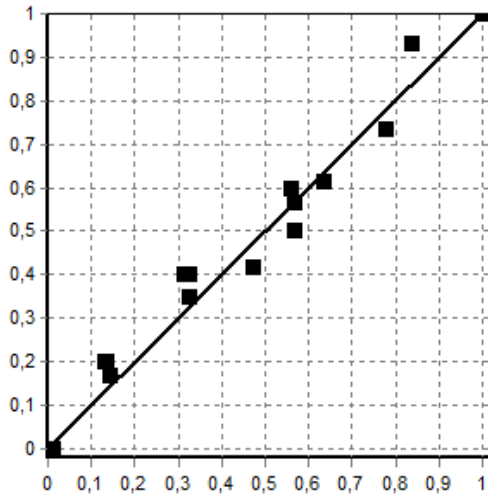


Рис. 1.

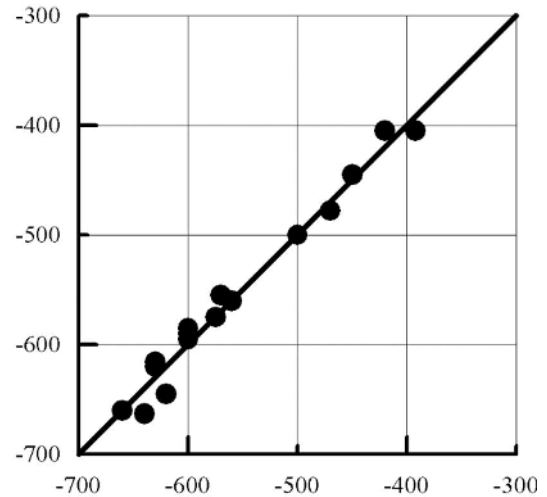


Рис. 2.

Отримані результати свідчать про високу апроксимуючу і узагальнюючу здатність розробленої нейромережевої моделі і підтверджують доцільність її використання для вибору оптимальних режимів зміцнення з метою забезпечення потрібного значення межі витривалості деталей у процесі експлуатації. Добре відомо, що в процесі експлуатації залишкові напруження стиску, сформовані в поверхневому шарі, релаксують, що призводить до зменшення вихідного рівня втомної міцності. Надалі передбачається удосконалення архітектури нейронової мережі шляхом збільшення кількості вхідних параметрів (зокрема, за рахунок температурного фактору і фактору часу) з метою прогнозування терміну зниження втомної міцності деталей до гранично припустимого значення для проведення повторної зміцнювальної обробки.

УДК 539.377

ДО РОЗРАХУНКУ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ТОНКОСТІННИХ СТРИЖНІВ ЗАКРИТОГО ПРОФІЛЮ

TO CALCULATION OF THE TERMOELASTIC STATE THIN-WALLED CORES OF THE CLOSED PROFILE

Микола Войтович¹, Роман Лампіка²

¹Національна Академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного,
вул. Героїв Майдану, 32, м. Львів, 79012, Україна;

²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The mathematical model of the temperature field of the thin-walled core of the closed profile is constructed.

Поширеними складовими різних технічних систем та інженерних споруд є тонкостінні стрижні. Такі елементи в багатьох випадках експлуатуються не тільки в умовах дії силового навантаження, але й в умовах дії підвищених або низьких температур. Тому питання дослідження впливу теплофізичних і геометричних параметрів на термопружний стан і міцність тонкостінних стрижнів є важливим.

Метою цієї праці є отримання рівнянь на температурні аналоги поздовжньої сили, згинальних моментів і бімомента тонкостінного стрижня закритого профілю, які входять у рівняння термопружності такого стрижня як складові навантаження, формулювання відповідних початкових і граничних умов.

Розглянемо тонкостінний прямолінійний стрижень закритого профілю. Будемо вважати, що на його зовнішній і внутрішній поверхнях нагрівання здійснюється шляхом конвективного теплообміну з відповідними середовищами. За вихідне візьмемо рівняння нестационарної задачі теплопровідності для ізотропного однорідного тіла. До цього рівняння застосуємо спосіб зведення нестационарної тривимірної задачі теплопровідності до одновимірної [1]. При цьому у представленні температури стрижня врахуємо доданок, який під час розв'язування задачі термомеханіки дає можливість врахувати депланацію поперечного перерізу стрижня [2]. У результаті отримаємо систему диференціальних рівнянь на температурні аналоги поздовжньої сили, згинальних моментів і бімомента.

Отримані співвідношення утворюють систему рівнянь теплопровідності тонкостінних стрижнів закритого профілю. Коефіцієнти цих рівнянь залежать від геометричних параметрів поперечного перерізу стрижня, його теплофізичних характеристик і є функціями осьової координати і часу.

Отримана система рівнянь є системою рівнянь у частинних похідних і має восьмий порядок за просторовою координатою і четвертий за часом. Початкові умови і граничні умови на торцях стрижня на температурні аналоги поздовжньої сили, згинальних моментів і бімомента отримуються аналогічно як у роботі [1] шляхом усереднення заданих крайових умов у відповідності з означеннями температурних аналогів поздовжньої сили, згинальних моментів і бімомента.

Таким чином, побудована математична модель температурного поля тонкостінного стрижня закритого профілю стосовно до дослідження його термонапруженого стану.

1. Подстригач Я.С., Чернуха Ю.А., Войтович Н.И. Нестационарная теплопроводность и термоупругость кривых брусьев // Проблемы прочности. –1976. –№9. –С. 3-8. 2. Власов В.З. Тонкостенные упругие стержни. М.: Гос. издат. физ.-мат. лит., –1959. –568 с.

УДК 539.3

ВИЗНАЧЕННЯ НЕУСТАЛЕНОГО ТЕПЛОВОГО СТАНУ КУСКОВО-ОДНОРІДНИХ ТЕРМОЧУТЛИВИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ЗА СКЛАДНОГО ТЕПЛООБМІНУ

DETERMINATION OF UNSTEADY THERMAL STATE OF PIECEWISE-HOMOGENEOUS THERMOSENSITIVE STRUCTURE MEMBERS UNDER COMPLEX HEAT EXCHANGE

Галина Гарматій, Роман Кушнір

*Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Наукова, 3-б, Львів, 79060, Україна*

A method for the numerical determination of an unsteady thermal state of piecewise-homogeneous structure members under the conditions of perfect thermal contact and convective-radiant heat exchange with account for dependence of the thermo-physical material properties on the transient temperature is proposed. The method involves the conservative sampling of the spatial variable and solving the Cauchy problem obtained for a system of ordinary differential equations.

Важливими і необхідними елементами сучасних конструкцій, приладів машин і механізмів є кусково-однорідні тіла. Дослідження і прогнозування їхньої термоміцності й теплової поведінки вимагає розроблення досконалих математичних моделей і розв'язування на їхній основі відповідних

крайових задач теплопровідності. При цьому за дії високих температур важливе значення для досягнення точності розрахунків має врахування залежності від температури теплофізичних характеристик (термочутливості) матеріалів, що приводить до розв'язування відповідних крайових задач теплопровідності. Методам розв'язання такого типу задач приділялась увага в працях Ю.М. Коляна та його учнів, зокрема в [1, 2]. Значно ускладнюється знаходження розв'язків таких задач теплопровідності за умов складного (конвективного чи конвективно-променевого) теплообміну. У цьому випадку нелінійними є як рівняння теплопровідності, так і граничні умови та умови контакту (рівність температур і теплових потоків у випадку ідеального теплового контакту) на контактуючих поверхнях таких тіл. Аналіз літератури показує, що розв'язки таких стаціонарних чи нестаціонарних крайових задач теплопровідності отримано в переважній більшості за сталих теплофізичних характеристик матеріалів чи матеріалів з простою нелінійністю (коефіцієнт теплопровідності та об'ємна теплоємність матеріалу залежать від температури, а їх відношення – коефіцієнт температуропровідності неістотно змінюється зі зміною температури і приймається за сталу величину) [3 – 5]. Тут пропонується методика чисельного визначення розподілу неусталеного температурного поля в кусково-однорідних елементах конструкцій із залежними від температури коефіцієнтами теплопровідності та об'ємними теплоємностями за умов складного теплообміну.

Рівняння теплопровідності для визначення нестаціонарного температурного поля t за врахування залежності від температури коефіцієнта теплопровідності $\lambda_t(t)$ та об'ємної теплоємності $c_v(t)$ є нелінійним і має вигляд [1, 2]:

$$\operatorname{div}[\lambda_t(t) \operatorname{grad} t] = c_v(t) \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad (1)$$

Диференціальне рівняння (1) є рівнянням з кусково-неперервними функціями $\lambda_t(t)$ і $c_v(t)$. З умови рівності теплових потоків на межі контакту тіл вираз у дужках рівняння (1) є неперервним. У цьому випадку збіжними є лише консервативні різницеві схеми [6]. Тому для чисельного розв'язування таких задач методом прямих необхідно побудувати консервативну апроксимацію диференціального оператора по просторовій змінній і отриману таким чином напівдискретну задачу у вигляді задачі Коші для системи звичайних диференціальних рівнянь розв'язати чисельно за допомогою формул диференціювання назад [7].

Як приклад, визначено і досліджено нестаціонарне температурне поле в порожньому двошаровому безмежному циліндрі з внутрішнім радіусом $r_0 = 10$ см та зовнішнім – $R = 11$ см. Вважаємо, що на межі контакту шарів $r = r^*$ виконуються умови ідеального теплового контакту, через внутрішню поверхню $r = r_0$ та зовнішню $r = R$ здійснюється конвективний теплообмін з середовищами сталої температури $t_{c_0} = 1100$ К і $t_{c_2} = 300$ К. Температура циліндра залежить лише від радіуса r та часу τ , тобто існує осьова симетрія. Математична модель для визначення нестаціонарного температурного поля в такій кусково-однорідній структурі в циліндричній системі координат (r, z, φ) має вигляд

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \lambda_t(t) \frac{\partial t}{\partial r} \right) = c_v(t) \frac{\partial t}{\partial \tau} \quad r_0 < r < R, \quad (2)$$

$$\lambda_t(t) = \begin{cases} \lambda_t^{(1)}(t), & r_0 \leq r < r^*, \\ \lambda_t^{(2)}(t), & r^* < r \leq R, \end{cases} \quad c_v(t) = \begin{cases} c_v^{(1)}(t), & r_0 \leq r < r^*, \\ c_v^{(2)}(t), & r^* < r \leq R. \end{cases} \quad (3)$$

$$t|_{r=r^*-0} = t|_{r=r^*+0}, \quad \lambda_t^{(1)}(t) \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=r^*-0} = \lambda_t^{(2)}(t) \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=r^*+0}. \quad (4)$$

$$\lambda_t^{(1)}(t) \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=r_0} - \alpha_1 (t|_{r=r_0} - t_{c_0}) = 0, \quad \lambda_t^{(2)}(t) \frac{\partial t}{\partial r} \Big|_{r=R} + \alpha_2 (t|_{r=R} - t_{c_2}) = 0, \quad (5)$$

де $a_1 = 12000$, $a_2 = 100$ – коефіцієнти теплообміну з поверхонь $r = r_0$ та $r = R$ відповідно, $I_t^{(1)}(t)$, $I_t^{(2)}(t)$, $c_v^{(1)}(t)$, $c_v^{(2)}(t)$ – коефіцієнти теплопровідності та об'ємні теплоємності матеріалів шарів.

Початкову температуру циліндра вважаємо сталою і рівною $t_p = 300$ К.

Нелінійну крайову задачу (2) – (5) зведено до безрозмірних величин; просторову дискретизацію проведено інтегро-інтерполяційним методом. Отриману напівдискретну задачу розв'язано за допомогою формул диференціювання назад, взявши за матеріали шарів циліндра кераміку ZrO_2 і титановий сплав $Ti-6Al-4V$. Для вибраних матеріалів шарів циліндра розбіжність між значеннями температур, обчисленими з урахуванням залежностей від температури коефіцієнтів теплопровідності, об'ємних теплоємностей та коефіцієнтів температуропровідності та їхніми значеннями, обчисленими за сталих характеристик при початковій температурі, не перевищує 2% на внутрішній поверхні, 9% – на зовнішній та 14% на межі контакту шарів. Це свідчить про необхідність урахування температурних залежностей теплофізичних характеристик матеріалів при визначенні розподілу температурного поля в такому двошаровому безмежному циліндрі.

1. Коляно Ю.М. *Методи теплопровідності и термоупругости неоднородного тела.* – Киев: Наук. думка, 1992. – 280 с. 2. Кушнір Р.М., Попович В.С. *Термопружність термочутливих тіл.* – Львів: Сполом, 2009. – 412 с. – (Моделювання та оптимізація в термомеханіці електропровідних неоднорідних тіл / Під заг. ред. Я. Й. Бурака, Р. М. Кушніра: В 5 т. – Т. 3). 3. Кушнір Р.М., Попович В.С. *Про визначення усталеного термопружного стану багатошарових структур за високотемпературного нагрівання* // Вісн. Київ. нац. унів-ту ім.Т. Шевченка. Сер. фіз.-мат. науки. – 2013. – Вип. № 3. – С. 42-47. 4. Гарматій Г. Ю., Попович В.С. *Моделювання та визначення неусталеного термопружного стану двошарової термочутливої пластини* // *Мат. методи та фіз.-мех. поля.* – 2014. – 57, № 4. – С. 125-132. 5. Кушнір Р.М., Попович В.С., Гарматій Г.Ю. *Аналітично-чисельне розв'язування контактних задач термопружності для термочутливих тіл* // *Фізико-хімічна механіка матеріалів.* – 2001. – № 6, – С. 39-44. 6. Самарський А.А. *Теория разностных схем.* – М.: Наука, 1989. – 616 с. 7. Деккер К., Вервер Я. *Устойчивость методов Рунге-Кутты для жестких нелинейных дифференциальных уравнений.* – М.: Мир, 1988. – 334 с.

УДК 539.3

ОЦІНКА РОСТУ ТРІЩИН У ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНІЙ ПОСТАНОВЦІ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ СМУГИ

ESTIMATION OF GROWTH OF THE CRACKS IN THE ELASTIC-PLASTIC DEFINITION UNDER CYCLIC LOADING OF THE BAND

Павло Гонтаровський, Ірина Мележик, Наталія Гармаш, Микола Шульженко

*Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України,
вул. Пожарського, 2/10, м. Харків, 61046, Україна*

The results of computation estimation of kinetic of two symmetrically located cracks in the band under the cyclic loading in the elastic-plastic definition are considered. They are obtained from the developed technique, based on the concept of accumulation of material damage. Take into account the contact of the crack edges under compressive loading of the band. The results are compared with the results obtained using the Newman method.

На основі моделі накопичення розсіяних пошкоджень матеріалу розроблена методика розрахункової оцінки росту тріщин у плоских та осесиметричних елементах конструкцій під дією асиметричного циклічного навантаження [1, 2]. Оцінка розвитку тріщини в пружно-пластичній постановці заснована на використанні результатів експериментальних досліджень руйнування гладких зразків при малоцикловій втомі.

Напружено-деформований стан конструкції визначається за методом скінченних елементів з урахуванням історії деформування матеріалу на основі принципу Мазінга та ефекту Баушингера. Враховується контакт берегів тріщини при навантаженнях стиску. Визначення розмахів інтенсивності пружно-пластичних деформацій виконується за розв'язанням контактної задачі теорії пластичності з ізотропним зміцненням. Спочатку виконуються розрахунки деформацій при різних фіксованих глибинах тріщини на ймовірному напрямку її розвитку з подальшою інтерполяцією результатів для проміжних значень. Пошкоджуваність матеріалу оцінюється за розмахами пружно-пластичних деформацій із застосуванням гіпотези лінійного підсумовування пошкодження за цикли навантаження. При досягненні критичного значення пошкоджуваності тріщина стрибкоподібно поширюється на заданий крок.

Результати розрахунків для смуги з поверхневою тріщиною [1] та для циліндра з кільцевою тріщиною [2] порівнювалися з даними розрахунків за методикою оцінювання росту тріщин з використанням методу Ньюмана [3], в якому враховується ефект закриття тріщини та асиметрія циклу навантажень.

У цій праці розглядається розвиток двох симетрично розташованих тріщин у смугі за циклічного навантаження (рис. 1). Тріщини моделюються пропилами шириною 0,1 мм. Скінченноелементна дискретизація системи побудована зі згущенням сітки біля вершини тріщини. Попередні чисельні дослідження збіжності результатів при зміні розмірів скінченних елементів показали, що максимальне значення довжини елемента біля вершини тріщини може бути 0,05 мм. На рис. 2 наведена схема скінченноелементної дискретизації біля вершини тріщини для симетричного фрагмента конструкції.

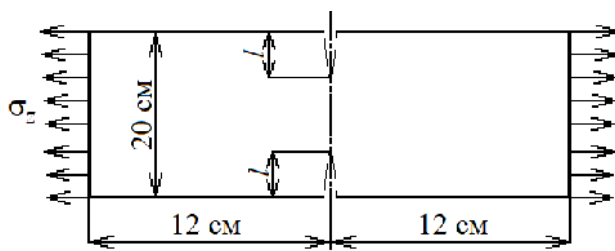


Рис. 1. Схема смуги з двома симетрично розташованими тріщинами

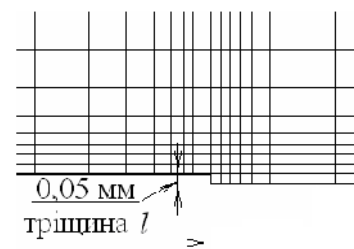


Рис. 2. Скінченноелементна дискретизація біля вершини тріщини

Смуга знаходиться під дією асиметричних циклічних навантажень з коефіцієнтом асиметрії циклів $R = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = -1; -0,5; -0,2; 0; 0,2; 0,5$ при $\sigma_{\max} = 100$ МПа. Початкова глибина тріщин $l = 2$ см. Матеріал смуги – сталь 25Х1М1Ф, температура $T = 535$ °С.

Отримані результати порівнюються з даними розрахунків за методом Ньюмана. На рис. 3 суцільними лініями позначені результати за даною методикою, пунктирними – за методом Ньюмана.

Наведені на рис. 3 результати свідчать про відповідність характеристик розвитку тріщини за даною методикою та за методом Ньюмана.

До переваг запропонованої методики можна віднести наступне: можливість розв'язання задач при значній зоні пластичності, врахування контакту берегів тріщини при стискаючих навантаженнях, відмова від використання експериментальних даних спеціальних зразків з тріщиною.

Методика може бути використана при оцінюванні ресурсу елементів енергетичних машин (наприклад, замкових з'єднань лопаток з дисками роторів турбін, теплових канавок роторів та ін.).

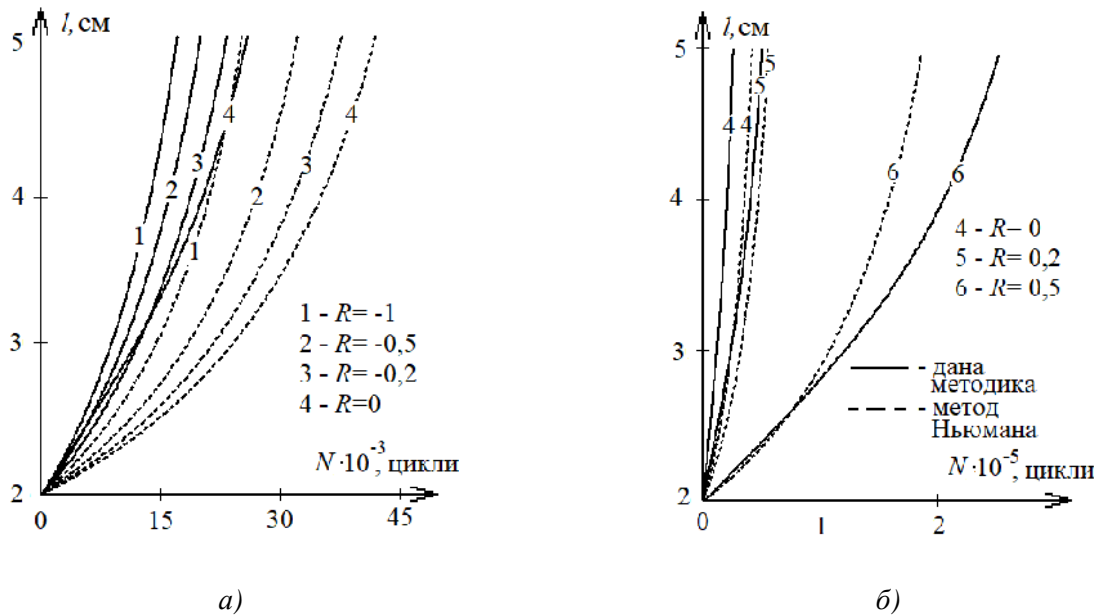


Рис. 3. Зміна глибини тріщини l за кількість циклів навантаження N : а – при від’ємному коефіцієнті асиметрії циклу навантаження; б – при додатному коефіцієнті асиметрії циклу навантаження

1. Розрахункова оцінка розвитку тріщини з контактуючими берегами в плоских елементах конструкції / М.Г. Шульженко, П.П. Гонтаровський, Н.Г. Гармаш, І.І. Мележик // Вісник ЗНУ. Серія: Фізико-математичні науки. – 2017. – № 1. – С. 365 – 373. 2. Моделирование роста кольцевой трещины в цилиндрическом элементе конструкции при циклическом нагружении / П.П. Гонтаровский, Н. Г. Шульженко, Н.Г. Гармаш, И.И. Мележик // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2018. – № 12 (1288). – С. 62–66. doi: 10.20998/2078-774X.201812.11. 3. СОУ-Н МЕВ 40.1 –21677681–52: 2011. Визначення розрахункового ресурсу та оцінка живучості роторів і корпусних деталей турбін. Методичні вказівки. – Чинний від 2011-07-07. – К.: ОЕП «ГРІФРЕ», 2011. – 42 с. (Нормативний документ Міністерства енергетики та вугільної промисловості України).

УДК 621. 791. 3

ВПЛИВ ТОВЩИНИ ПРОМІЖНОГО ПРОШАРКУ НА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНІЙ СТАН СПЯЯНИХ З’ЄДНАНЬ ЖАРОМІЦНИХ НІКЕЛЕВИХ СПЛАВІВ

THE EFFECT OF THE THICKNESS OF THE INTERMEDIATE LAYER ON THE STRESS-STRAIN STATE OF BRAZING JOINTS OF NICKEL HEAT RESISTANT NICKEL ALLOYS

Віктор Квасницький¹, Максим Матвієнко², Вячеслав Квасницький², Євгеній Бутурля²

¹Національний технічний університет «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», просп. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна;

²Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025, Україна

The stress-strain state, in the limits of the elasticity at the thermal load in the joints which made of the heat-resistant alloys, has been researched in this work. The influence of the interlayers stiffness and thickness into SSS has been established. They have the volume character in the joint near the external surface.

Жароміцні нікелеві сплави є основним конструкційним матеріалом як в авіаційному, так і в судновому газотурбінобудуванні. Для підвищення ефективності турбін необхідно підвищити робочу температуру газу, і, отже, забезпечити жароміцність і жаростійкість матеріалів соплових і робочих лопаток. Для цього використовують спрямовану або монокристалічну кристалізацію, а в останні роки все ширше використовують найбільш жароміцні сплави на основі інтерметаліду Ni_3Al . При розплавленні такі сплави втрачають свою структуру й властивості, тому зварюванням плавленням їх не з'єднують. Для з'єднання зазначених матеріалів найперспективнішими є способи зварювання тиском (дифузійне зварювання, зварювання тертям) або паяння. Паяння є більш універсальним способом. Тому розроблено низку нових способів, зокрема, паяння з тиском, композиційним припоєм, які в зарубіжній літературі отримали назву TLP-Bonding. Так як припой має нижчу температуру плавлення, ніж основний метал, та інший склад, то в з'єднанні він є прошарком і в залежності від його складу і товщини може мати різний вплив на роботу з'єднання. Тому метою праці було дослідження впливу «м'яких» і «жорстких» прошарків різної товщини на процес формування напружено-деформованого стану (НДС), який може істотно впливати на утворення й працездатність отриманих з'єднань при паянні жароміцних сплавів.

Дослідження виконувалось методом скінченних елементів з використанням програмного комплексу ANSYS. Досліджувався напружено-деформований стан при навантаженні температурою циліндричних вузлів з жароміцного сплаву на основі Ni_3Al через проміжний прошарок. При цьому передбачалося, що всі властивості матеріалів, що з'єднуються, однакові, а прошарок відрізняється від основного металу модулем пружності і температурним коефіцієнтом лінійного розширення (ТКЛР). Внаслідок симетрії зразка щодо середини товщини прошарку модель будувалася для верхньої половини зразка (верхній циліндр і половина товщини прошарку) з відповідним закріпленням вузлів на нижній кромці моделі. Розрахунок виконувався для вузлів з прошарками, що мають менший і більший ТКЛР ніж у основного металу. Розглядалися чотири варіанти товщини зі ступенем витягнутості (s/d) від 0,0005 до 0,004 і три варіанти жорсткості матеріалу прошарку: з «м'яким» прошарком, що має модуль пружності менший, ніж основний метал, «нейтральним» прошарком з жорсткістю, однаковою з основним металом, і «жорстким», тобто з більшою, ніж у основного металу жорсткістю.

Аналізувалися поля і епюри розподілу нормальних (радіальних, осьових, колових), дотичних і еквівалентних напружень, а також рівень максимальних і мінімальних напружень у різних місцях стику: в основному металі і матеріалі прошарку, на периферії і у середній частині стику. Встановлено, що при термічному навантаженні вузлів з прошарком, з відмінними від основного металу модулем пружності і ТКЛР, поблизу прошарку і всередині його створюється об'ємний НДС, при якому пропорційно товщині прошарку змінюються тільки розміри зони об'ємного НДС у кромки стику в основному металі. Рівень напружень залежить від співвідношення модулів пружності основного металу і прошарку, різниці їхніх КЛТР і величини зміни температури. Зі зменшенням жорсткості матеріалу прошарку, порівняно з основним металом, рівень напружень і розміри зони зменшуються, при збільшенні жорсткості – збільшуються. Рівень максимальних напружень не залежить від товщини прошарку. Товщина прошарку, при великій мірі її витягнутості, практично не впливає ні на характер НДС, ні на величину, як окремих складових, так і еквівалентних напружень. Еквівалентні напруження, що визначають появу пластичних деформацій, при зниженні температури уздовж більшої частини стику в основному матеріалі близькі до нуля у вузлах з «м'яким», «нейтральним» і «жорстким» прошарками. У прошарку рівень напружень зростає лінійно зі збільшенням жорсткості прошарку, що свідчить про ймовірність появи пластичних деформацій у прошарку. Рівень напружень зростає пропорційно збільшенню різниці ТКЛР прошарку і основного металу та модуля пружності прошарку по відношенню до основного металу. При термічному навантаженні характер зміни коефіцієнта жорсткості як в основному металі, так і у прошарку, уздовж стику, практично не залежить від жорсткості прошарку. При цьому в основному металі на більшій частині довжини стику в його внутрішньої частині цей коефіцієнт збільшується від 0,68 на осі вузла до 1,35...1,38 біля самої кромки стику незалежно від жорсткості прошарку, тобто НДС вузла з

відмінним ТКЛР від основного металу знижує міцність і підвищує пластичність основного металу на більшій частині довжини стику, приводить до його зміцнення тільки поблизу зовнішньої поверхні. У прошарку на більшій частині довжини стику (до 90%) коефіцієнт жорсткості напруженого стану також не залежить від жорсткості і товщини прошарку (близький до 1) і різко знижується до 0,55 ... 0,6 на бічній поверхні вузла. Таким чином, при термічному навантаженні вузлів з прошарком товщина і ступінь жорсткості прошарку по відношенню до основного металу в більшу або меншу сторону не впливають на коефіцієнт жорсткості, а відповідно, і на міцність та пластичність, як основного металу, так і прошарку.

УДК 539.3: 629.7: 517.958

РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ СТИКІВ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ РАКЕТНО-КОСМІЧНОЇ ТЕХНІКИ З ШАРУВАТИХ КОМПОЗИТИВ

CALCULATION OF STRENGTH OF JOINTS OF ELEMENTS CONSTRUCTIONS FOR ROCKET-SPACE TECHNICS FROM LAYERED COMPOSITES

Михайло Марчук^{1,2}, Віра Пакош¹, Володимир Харченко³, Микола Хом'як⁴

¹Інститут прикладних проблем механіки і математики імені Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Наукова, 3-б, м. Львів, 79060, Україна;

²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

³Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля»,
вул. Криворізька, 3, м. Дніпро, 49008, Україна;

⁴Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, м. Львів, 79005, Україна

A three-dimensional finite-element model of spindle-pin connection of elements of rocket structures from composite materials was constructed. The character of the distribution of the parameters of the stress-strain state in the contact area of the connecting elements is investigated.

Армовані композиційні матеріали на полімерній основі – невід’ємна частина сучасних конструкцій ракетно-космічної техніки. Важливим чинником, що визначає експлуатаційні характеристики конструкції загалом, є міцність вузлів з’єднання (стиків) її елементів з композиційних матеріалів.

Розрахунок на міцність вузлів стиків конструктивних елементів корпусів ракет у звичайній інженерній практиці проводять за методиками, що не враховують залежності фізико-механічних характеристик використовуваних шаруватих композитів від напрямків армування [2]. Одним з широко застосовуваних конструктивних елементів є штифтово-шпилькові з’єднання (ШШЗ) та штифтово-болтові з’єднання (ШБЗ). Вони дають змогу з достатньою точністю і надійністю фіксувати з’єднувані деталі конструкцій. Технологічні особливості виготовлення конструкцій з намоточних композиційних матеріалів (таких як скло- та вуглепластики) [1] передбачають одночасне формування як самої структури композита, а отже, і його механічних властивостей [4], так і імплементацію в них з’єднувальних елементів, що є однією з причин концентрації напружень. Тому для стиків ракетних конструкцій з шаруватих композиційних матеріалів та суміжних елементів конструкції виникають особливості розрахунку на міцність [3, 5], що зумовлені контрастом механічних властивостей ШШЗ та армованого шаруватого полімерного композиту (ПКМ), а також наявністю концентраторів напружень у ПКМ та контактної взаємодії елементів між собою.

Складність математичної постановки задачі виключає можливість отримання аналітичних розв'язків. Тому існуючі інженерні методи враховують низку спрощуючих гіпотез [2]. З іншого боку, відомі достатньо універсальні методи розрахунку, такі як метод скінченних елементів (МСЕ) та відповідні програмні пакети, що дають змогу моделювати поведінку складних конструкцій при заданих умовах навантаження.

Ця праця присвячена розрахунку на основі МСЕ на міцність стиків ракетних конструкцій з шаруватих ПКМ. Особливу увагу приділено виявленню локальних ефектів концентрації напружень та областей можливого руйнування, що виникають в околі вузла з'єднань і можуть істотно вплинути на міцність усієї конструкції.

1. Композиционные материалы: Справочник / В. В. Васильев, В. Д. Протасов, В. В. Болотин и др. – М.: Машиностроение, 1990 – 512 с. 2. Прочность ракетных конструкций / Под ред. В.И. Моссаковского. – М.: Высшая школа, 1990. 3. Харченко В.М. Моделювання та визначення напруженого стану стиків ракетних конструкцій із композиційних матеріалів // Прикл. проблеми механіки і математики. – 2017. – Вип. 15. – С. 185–190. 4. Christensen R. M. *Mechanics of composite materials*. – New York: J. Wiley & Sons, 1979. – 348 p. 5. Marchuk M.V., Klymenko D.V., Kharchenko V.N., Khomyak M.M., and Pakosh V.S. *The New Scheme of Finite Element Method for Calculation of Layered Composites with Defects* // 6-th International Conference «Space Technologies: Present and Future». Presentations theses. – Dnipro, 2017. – P. 30 – 31.

УДК 539.3

АНТИПЛОСКА ДЕФОРМАЦІЯ КОМПОЗИТНОГО КЛИНА З КЛИНОВИДНОЮ ВСТАВКОЮ З ФУНКЦІОНАЛЬНО-ГРАДІЄНТНОГО МАТЕРІАЛУ

ANTIPLANE DEFORMATION OF A COMPOSITE WEDGE WITH A WEDGE TYPE INSERT OF THE
FUNCTIONALLY GRADED MATERIAL

Микола Махоркін¹, Тетяна Махоркіна²

¹Інститут прикладних проблем механіки і математики імені Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Наукова, 3-б, м. Львів, 79060, Україна;

²Львівський національний аграрний університет,
вул. В. Великого, 1, м. Дубляни, 83081, Україна,

A three-component composite wedge, the central element of which is made as an insert of a functionally graded material with angular gradientness, is considered. The insert is modeled by a 20 wedge package of the same angle, characteristics of which are related by the corresponding functional dependence. The effect of insert size and functional dependence of material characteristics changes on the order of stress singularity in the vicinity of the such system vertex is studied.

Розглянуто поздовжній зсув складеного трикомпонентного клина, центральний елемент якого виготовлений з ФГМ з кутовою градієнтністю. Виконано порівняльну оцінку сингулярності напружень в околі вершини клиноподібної структури для різних функціональних залежностей модуля зсуву вставки та її геометричних параметрів. Такий об'єкт досліджень обраний, зокрема, з фізичних міркувань про дифузію матеріалів під час їх технологічного з'єднання, внаслідок чого в околі точки зламу межі поділу матеріалів й виникає клиновидна інтерфаза, пружна характеристика якої змінюється за деяким законом.

Об'єктом дослідження вибрано композитний клин, складений з трьох клиноподібних елементів S_1^* , S_2^* , S_3^* з кутами розхилу біля вістря α_1^* , β і α_3^* відповідно ($\alpha_1^* + \beta + \alpha_3^* \leq 2\pi$) (рис. 1а), що перебуває за умов антипоскої деформації. Прийнято, що зовнішні клини S_1^* і S_3^* однорідні та

ізотропні з модулями зсуву μ_1^* та μ_3^* , а внутрішній клин-вставка S_2^* зроблений з ФГМ, і його модуль зсуву змінюється у трансверсальному напрямі згідно із заданим законом $\mu_2^* = \mu(\varphi)$ (рис. 1а).

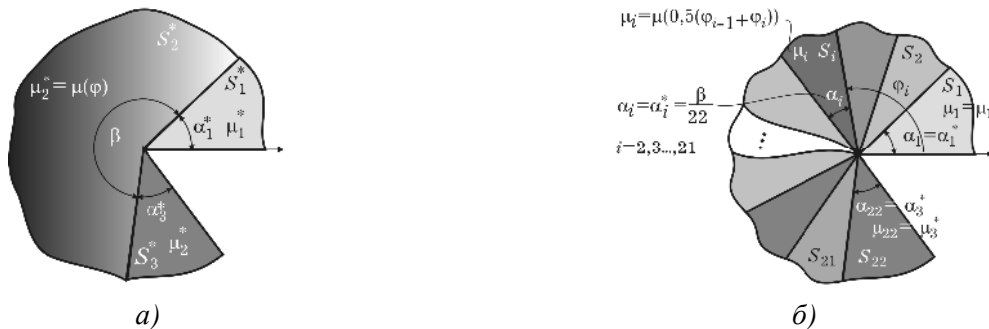


Рис. 1. Композитний клин зі вставкою з функціонально-градієнтного матеріалу

Функціонально-градієнтну вставку S_2^* змодельовано кусково-однорідним клином, складеним з достатньої кількості клинів з малими кутами розхилу, пружні характеристики яких змінюються від клина до клина за законом $\mu_k = \mu(\varphi_k^*)$, де $\varphi_k^* \in [\varphi_{k-1}, \varphi_k]$ [1].

Таким чином, визначення порядку сингулярності напруженого стану у композитному клині зі вставкою з ФГМ (рис. 1а) звели до пошуку розв'язків відповідних характеристичних рівнянь, записаних для багатоклинових систем [2].

Дослідження впливу закону зміни пружних характеристик вставки з ФГМ на напружено-деформований стан здійснено для типових законів опису зміни модуля зсуву вставки, а саме:

лінійного – $\mu(\varphi) = \varphi a + b$, $\alpha_1^* < \varphi < \alpha_1^* + \beta$, де $a = (\mu_3^* - \mu_1^*)\beta^{-1}$, $b = [\mu_1^* \beta - \alpha_1^* (\mu_3^* - \mu_1^*)]\beta^{-1}$;

квадратичного – $\mu(\varphi) = \left\{ a \left[\varphi - \left(\frac{\beta}{2} + \alpha_1^* \right) \right] + b \right\}^2$, $\alpha_1^* < \varphi < \alpha_1^* + \beta$, де $a = \frac{\sqrt{\mu_3^*} - \sqrt{\mu_1^*}}{\beta}$, $b = 0,5(\sqrt{\mu_3^*} + \sqrt{\mu_1^*})$;

експоненційного – $\mu(\varphi) = b e^{a\varphi}$, $\alpha_1^* < \varphi < \alpha_1^* + \beta$, де $a = (\beta)^{-1} \ln \gamma$, $b = \mu_1^* \gamma^{-\frac{\alpha_1^*}{\beta}}$, $\mu_1^* \gamma = \mu_3^*$.

Характерні результати досліджень впливу вигляду функціональної залежності модуля зсуву вставки на порядок сингулярності напружень залежно від кута розхилу вставки подано на рис. 2 – рис. 4.

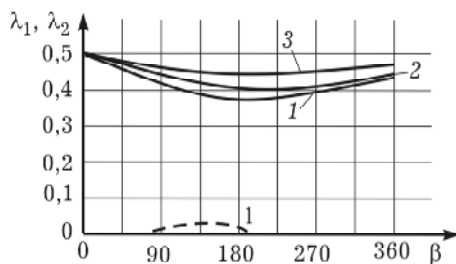


Рис. 2. Значення порядків сингулярності λ_1 (суцільні криві) та λ_2 (штрихова крива) для першої крайової задачі теорії пружності

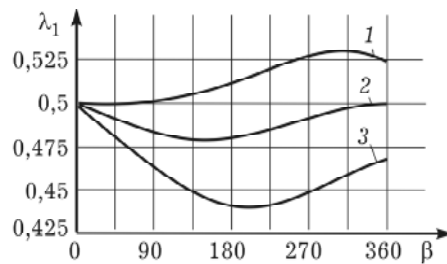


Рис. 3. Значення порядку сингулярності λ_1 для другої крайової задачі теорії пружності

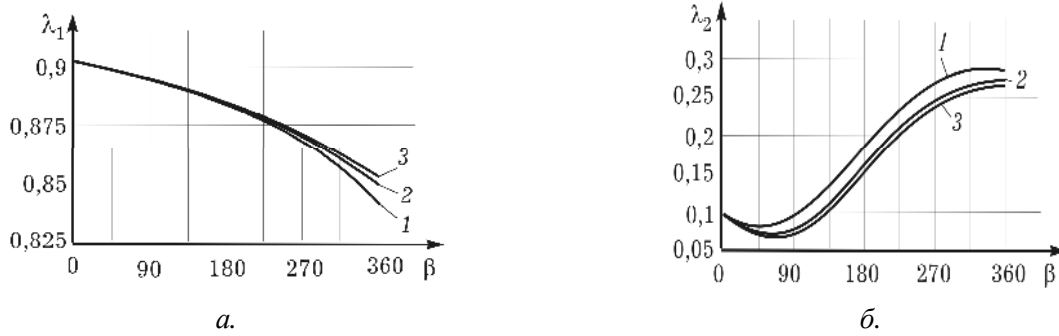


Рис. 4. Значення порядків сингулярності λ_1 та λ_2 для мішаної задачі теорії пружності

Таким чином було описано процедуру визначення порядку сингулярності напружень в околі особливої точки клиновидної структури, що містить елементи з ФГМ. Її використано для з'ясування порядку сингулярності у двокомпонентному клині зі вставкою з ФГМ з кутовою градієнтністю. Проаналізовано вплив законів зміни модуля зсуву вставки на порядок сингулярності напружень у спаяній з клинів матриці за наявності тріщини, що виходить у точку сходження клинів.

На основі аналізу отриманих результатів з'ясовано, що:

- вибираючи закон зміни модуля зсуву вставки з ФГМ, можна істотно впливати на порядок сингулярності в околі вістря тріщини;
- вставка може як посилювати, так і послаблювати порядок сингулярності залежно від геометричних параметрів системи та вибору закону опису зміни пружної характеристики.

1. Махоркін М. І., Скрипочка Т. А. Сингулярність напружень у багатоклиновій системі з пов'язаними між собою пружними характеристиками її елементів за антиплоскої деформації // Вісник Запорізьк. нац. ун-ту. – 2017. – № 2. – С. 170–179. 2. Makhorkin M., Sulym H. On determination of the stress-strain state of a multi-wedge system with thin radial defects under antiplane deformation // Civil and envir. engin. reports. – 2010. – 5.– P. 235–251.

УДК 539.214

ОПТИМІЗАЦІЯ ГЕОМЕТРИЧНОЇ КОНФІГУРАЦІЇ МУФТИ ПРИ ЇЇ ТЕРМІЧНІЙ УСАДЦІ НА З'ЄДНУВАНІ ТРУБИ

OPTIMIZATION OF THE GEOMETRICAL CONFIGURATION OF SLEEVE BY ITS THERMAL SHRINKAGE ON THE CONNECTED TUBES

Віра Михайлишин

Інститут прикладних проблем механіки і математики імені Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Наукова, 3-б, м. Львів, 79060, Україна

Within the plastic nonisothermal yielding theory the thermal stresses are investigated in a connecting unit established by sleeve thermal shrinkage on connected tubes. The mathematical model for description of the thermomechanical processes is proposed. Approximate approach based on the finite element method for solving of the formulated problem is realized. Optimization of the sleeve with variable thickness is fulfilled. A search of the optimal sleeve variant is executed for profiles restricted by piecewise linear surfaces.

Відомими технологічними способами з'єднання труб є зварювання, нарізання різьби, накладання муфти і її посадка шляхом попереднього нагріву з'єднувальної муфти і її наступного термічного скорочення при охолодженні з'єднувального вузла. З'єднання за допомогою муфт

повинно задовольняти умовам герметичності, надійності, а напруження, що виникають у зоні зчеплення, не повинні викликати руйнування.

Технічна реалізація з'єднання труб за допомогою попередньо нагрітих муфт і подальшого їх остигання полягає в наступному. При температурі оточуючого середовища T_C внутрішній радіус циліндричної муфти менший від зовнішнього радіуса з'єднуваних труб на величину Δ , яка називається натягом. При нагріві муфти до певної температури T_M отвір у муфті збільшиться і вона може бути вільно насаджена на з'єднувані труби. Наступне охолодження з'єднувального вузла до температури середовища T_C супроводжується термічною усадкою попередньо нагрітої муфти і схоплюванням труб. При цьому забезпечується щільність контакту між трубами та муфтою.

Такий спосіб з'єднання технологічно є нескладним. Однак надійність такого з'єднання залежить від температури T_M нагріву муфти, геометричних параметрів з'єднувального вузла, умов охолодження, термомеханічних властивостей матеріалів, з яких виготовлені з'єднувані труби і муфта. При термічній усадці муфти можуть виникати напруження, небезпечні для міцності та надійності, в т.ч. при наступних експлуатаційних умовах. При достатньо високому рівні виникаючих напружень може відбутись пластичне деформування матеріалів. Тому прогнозування термомеханічної поведінки такого з'єднання за допомогою муфти є важливим теоретичним та практичним завданням, орієнтованим на проектування надійних в експлуатації технічних вузлів. Пошук оптимальних геометричних профілів муфтових з'єднань підпорядкований цьому завданню.

Існує незначна кількість робіт, пов'язаних з оптимізацією форм муфт. При цьому аналізується напружений стан у з'єднаннях за допомогою муфт сталої товщини. Розрахунок термомеханічних полів за допомогою аналітичних підходів супроводжується значними математичними труднощами або практично нездійсниме через складність термомеханічних впливів, використання різних матеріалів у з'єднанні, можливість їх пластичного деформування та інші фактори.

У цій праці запропоновано наближений підхід до оцінювання виникаючого напруженого стану у муфтових з'єднаннях, який базується на методі скінченних елементів. На основі аналізу доступних літературних джерел не виявлено теоретичних чи експериментальних робіт з розрахунку й оптимізації форм муфт змінної в осьовому напрямку товщини. Серед опрацьованих літературних джерел відсутні дослідження, пов'язані з реалізацією з'єднань термічною усадкою металевих муфт.

Розв'язування оптимізаційної задачі з проектування раціональної форми муфти базується на попередніх теоретичних оцінках виникаючого напруженого стану в муфтових з'єднаннях різної геометричної конфігурації. В рамках запропонований підходу до прогнозування напружено-деформованого стану формулюється задача теорії неізотермічного пружно-пластичного течіння з ізотропно-кінематичним зміцненням.

Задача про пружно-пластичний напружено-деформований стан розглянутого вузла, вільного від зовнішніх механічних впливів, формулюється в змінних Лагранжа. Ця задача включає рівняння рівноваги [1], геометричні лінійні співвідношення [1], рівняння стану застосовуваного варіанту теорії пластичного течіння [3] з відповідними граничними умовами.

Припускається, що існують такі технологічні умови, за яких можна прийняти, що температура труб при остиганні муфти є сталою і рівна температурі середовища T_C , а остигання муфти близьке до рівномірної зміни температури по всій області, зайнятій муфтою (теплообміном між трубами і муфтою нехтуємо). Припускається також; що існує ідеальний механічний контакт на контактуючих поверхнях труб і муфти, а виникаюча механічна взаємодія може спричинити пластичне течіння матеріалів. Раціонально спроектований вузол повинен забезпечити максимально близький до рівномірного розподіл контактного тиску p_k при заданих обмеженнях на геометричні параметри муфти.

Розроблено відповідне програмне забезпечення для розв'язування широкого класу двовимірних задач пружності та пружно-пластичності для кусково-однорідних термочутливих зміцнюваних у процесі деформування тіл у загальному випадку неканонічної форми [2].

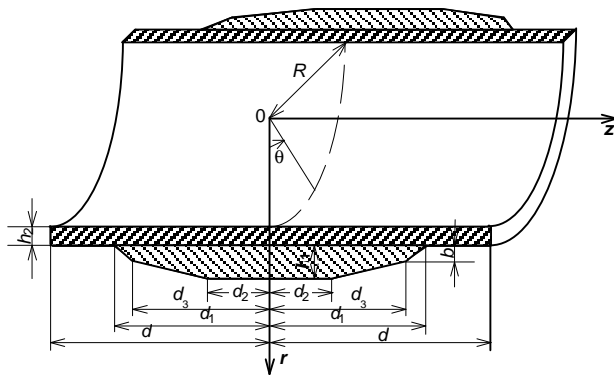


Рис. 1

На рис. 1 зображено проєктований з'єднувальний вузол. Критерієм для вибору оптимальної форми муфти є функціонал, який означає мінімізацію перепаду контактного тиску при умові, що геометричні параметри профілю муфти вибираються із заданого класу областей Ω_0^* .

Як приклад, розглянуто муфтове з'єднання для конкретних матеріалів труб та муфти, конкретних значеннях вихідних геометричних параметрів, температури нагріву муфти та ін. Встановлено оптимальний варіант муфти, обмеженої

осесиметричними кусково-лінійними поверхнями при певних обмеженнях на їхні геометричні параметри. Здійснено кількісну оцінку ефекту використання оптимальної муфти у порівнянні з муфтою сталої товщини та найменш оптимальною муфтою.

1. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности / К. Васидзу. – М.: Мир, 1987. – 542 с. 2. Гачкевич О., Михайлишин В., Равська-Скотнічна А. Числова методика розв'язування задач термомеханіки тіл у разі охолодження в процесі високотемпературного відпалювання // Вісник Львів. ун-ту. Сер. прикл. матем. та інформ. Вип. 12. – Львів, Видавничий центр ЛНУ ім. Ів. Франка, 2007. – С. 78 – 92. 3. Морозов Е.М., Никишков Г.П., Черныш Т.А. Неизотермическая модель упругопластического тела с комбинированным законом упрочнения и ее применение для МКЭ-расчета тел с трещинами // Аналитические и численные методы решения краевых задач пластичности и вязкоупругости. – Свердловск: Уральск. научн. центр, АН СССР. – 1986. – С. 87–94.

УДК 004.03:624.15

МОДЕЛЮВАННЯ ЯВИЩ ДЕФОРМАЦІЇ В ЕТИКЕТЦІ ПІД ЧАС ЇЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

MODELING OF DEFORMATION PHENOMENA IN VOLUME LABEL DURING ITS OPERATION

Ігор Огірко¹, Василь Бритковський², Ольга Огірко³

¹Українська академія друкарства,

вул. Під Голоском, 19, м. Львів, 79020, Україна;

²Національний університет “Львівська політехніка”,

вул. С. Бандери 12, м. Львів, 79013, Україна;

³Львівський державний університет внутрішніх справ,

вул. Городоцька, 26, м. Львів, 79000, Україна

The paper considers the modeling of stress-strain state of volume label when gluing it to the surfaces of various shapes. We considered the boundary conditions for displacement and stress of labels layer components with regard to the chemical structure of epoxy resins and their physical and mechanical characteristics.

На сьогоднішній день етикетка є невід'ємною частиною упаковки будь-якого продукту, що служить його ідентифікатором. Тому мета виробників продуктів – це не тільки покращання дизайну етикеток-наклейок, а й розроблення нових технологій їх обробки та захисту для підвищення експлуатаційних властивостей. Поліуретанові або епоксидні смоли трьох типів зазвичай використовують для виготовлення об'ємних етикеток: м'яка смола (для прилипання до об'єкта

кругової, циліндричної або неправильної поверхні), тверда смола (для етикеток, які планується наклеїти на тверду поверхню); смола середньої твердості, яка використовується в рекламній та сувенірній промисловості. Через полімерну композицію з цих смол, яка змішується з відновником у певній пропорції і нанесеній на поверхню надрукованого зображення, утворюється так звана "лінза" товщиною 1,5 – 2,5 мм, яка стає прозорою та гнучкою після полімеризації. Самоклеючі етикетки можуть мати додаткове покриття, наприклад, ультрафіолетове покриття, ламінування, штампування фольгою та інші. Кожен метод такого декору призначений для забезпечення особливої особистості, більшої стійкості до стирання та точності виробу. Вигідною особливістю цих етикеток є їхня здатність до саморегенерації, стійкість до затухання та механічних пошкоджень, впливу хімічних речовин. Пластикові полімерні смоли здатні відновлювати свою оригінальну форму, тому невеликі подряпини зникають через кілька хвилин, і вони знову стають гладкими.

Метою дослідження було провести моделювання напружено-деформованого стану об'ємних етикеток, виготовлених на клеючому матеріалі – плівковій плівці типу ORACAL та RITRAMA під час її використання. Важливим моментом у технології виготовлення етикеткової продукції є вибір смоли. Вибір смоли визначається такими параметрами: в'язкість вихідних компонентів; в'язкість отриманої композиції; змішування пропорцій; твердість смоли після полімеризації, необхідна жорсткість і товщина полімерів, особливості форми етикетки. Покриття полімерів може мати різну жорсткість, що визначає стійкість покриття до стирання. Встановлено, що чим більша в'язкість смоли, тим більша висота лінзи може бути сформована на поверхні етикетки, що важливо при застосуванні полімеру на великих площах. Вибір смоли залежить від часу життєздатності та повної витримки об'ємних етикеток. Фіксація смоли швидша при підвищенні її температури, легше видалити з неї пухирці, але разом з тим, на жаль, зменшується в'язкість, і тому висота отриманої лінзи буде меншою. Вибір самоклеючих матеріалів залежить від умов експлуатації етикетки та властивостей поверхні, до яких нанесена етикетка. Полімеризація смол відбувається при кімнатній температурі приблизно протягом 8 годин у строго горизонтальному положенні та відповідно до вологості й температури приміщення. Однак цей час можна значно зменшити, використовуючи спеціальні інфрачервоні сушарки.

Як об'єкти дослідження були вибрані об'ємні етикетки, які цифровим чином друкувалися на широкоформатному плоттері Epson Sure Color SC-S70610 з використанням ПВХ плівки ORACAL 640 та RITRAMA, заповненої епоксидною смолою MTBJZJ MТВ-8000/7700 (тверда смола) і MТВ-3800/9213 (м'яка смола), було використано отверджувач Rich R-2265.

У результаті моделювання та експериментальних досліджень було підтверджено, що для досліджуваного обсягу етикетки, виготовлені на самоклеючих плівкових плівках типу ORACAL та RITRAMA-145, мають лінійну залежність деформації та напруження, яким вони піддаються у процесі маркування виробів. Було встановлено, що RITRAMA-145 більш стійка до руйнування в 1,5 рази, ніж ORACAL. Деформаційні властивості основи-субстрату відрізняються поперечним і поздовжнім напрямками, які слід враховувати при виготовленні етикеток. Значення тензора деформацій залежить від фізико-хімічної природи смоли, товщини об'єктива об'єму етикетки.

УДК 539.3

МОДЕЛЮВАННЯ ЗНОШУВАННЯ ПРИ ПЛОСКОМУ КОНТАКТІ ПРЯМОКУТНОГО ШТАМПА І ПРУЖНОЇ ПІВПЛОЩИНИ

MODELLING OF WEAR IN THE PLANE CONTACT OF RECTANGULAR PUNCH AND ELASTIC HALF-PLANE

Володимир Онишкевич

Національний лісотехнічний університет України,
вул. Генерала Чупринки, 103, м. Львів, 79057, Україна

The plane contact problem on wear of elastic half-plane by a rigid punch has been considered. The punch moves with constant velocity. In this case the crumpling of the nonhomogeneities of the surfaces and abrasion of half-plane take place. Out of the punch the surface of half-plane is free of load. The solution of elastic problem is constructed by means of Fourier integral transformation. The evolution of contact stresses, wear and abrasion in the time is given.

Вперше задачі з урахуванням зносу (стирання, змінання мікронерівностей) досліджувалися в [3, 4], а математичні моделі зношування було запропоновано в [1].

Розглядається плоска задача про зношування пружного півпростору під дією прямокутного в перерізі штамп, що рухається вздовж твірної зі сталою швидкістю (рис. 1).

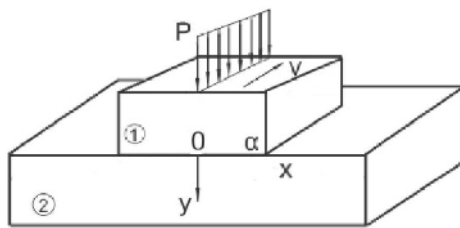


Рис. 1. Схема взаємодії

Температурними ефектами, які неминуче виникають, нехтуємо, оскільки задача розглядається в стаціонарній постановці [5]. Півплощина знаходиться в умовах плоскої і антиплоскої деформації, які вважаються незалежними. Нехай до моменту часу $t=0$ під втиснутим силою P у пружну півплощину штампом тиск стаціонарно розподілявся, змінюючи мікронерівності поверхні. З моменту часу $t=0$ штамп рухається зі сталою швидкістю V_0 і відбувається стирання півплощини. Поза штампом поверхня півплощини незавантажена.

Для розв'язання задачі необхідно проінтегрувати рівняння теорії пружності:

$$m\Delta u + (1 + m)\partial q/\partial x = 0, \quad m\Delta v + (1 + m)\partial q/\partial y = 0,$$

де $q = \partial u/\partial x + \partial v/\partial y$, u і v – компоненти вектора переміщень, l і m – коефіцієнти Ламе, за таких граничних умов:

$$y=0: \quad v = f(x) + (k_1 V_0 t / H_b + k_2) |s_y(x)|^a, \quad |x| \leq a,$$

$$s_y(x) = 0, \quad |x| \geq a; \quad t_{xy}(x) = 0, \quad |x| < \infty.$$

Тут $f(x)$ – задані переміщення під штампом, a – півширина штамп, H_b – твердість за Брінелем матеріала півплощини, t – час. Процес зношування визначається параметрами $k_1, k_2, 0 \leq a \leq 1$ [2].

Розв'язок задачі теорії пружності будується за допомогою інтегрального перетворення Фур'є. Контактні напруження шукаються у вигляді ряду Фур'є:

$$s_y(x) = \sum_{n=-N}^N a_n \exp(ipnx/a),$$

коефіцієнти розвинення якого задовольняють парним інтегральним рівнянням, що призводять до системи нелінійних алгебричних рівнянь типу:

$$\frac{\mathbf{r}}{z} \|A\| + 2p (k_1 V_0 t / H_b + k_2) \left(\frac{\mathbf{r}}{z} \|D\| \right)^a = b.$$

При значеннях параметрів $a = 0$ та $a = 1$ система перетворюється у лінійну, ці крайні випадки є найбільш цікавими, оскільки дають можливість обчислити найменше і найбільше стирання. При $0 < a < 1$ розв'язок задачі буде знаходитись між розв'язками вказаних задач, у цьому випадку використано метод простої ітерації, за нульове наближення вибираємо середнє значення між розв'язками цих задач:

$$\frac{\mathbf{r}}{z}^{(0)} = \left(\frac{\mathbf{r}}{z_0} + \frac{\mathbf{r}}{z_1} \right) / 2.$$

Значення сили P при цьому обчислювалося за формулою

$$P = - \int_{-a}^a s_y(x) dx = - \int_{-a}^a \sum_{k=-N}^N z_{N+k+1} \exp(ipkx/a) dx = -2az_{N+1}.$$

Числові обчислення проведено за таких параметрів (система SI): матеріал півплощини – алюміній ($H_b = 11.3$, $I = 5.6 \times 10^{10}$, $m = 2.6 \times 10^{10}$), $V_0 = 0.25$, $a = 0.25$, $f(x) = \text{const} = 0.01$, $k_1 = 10^{-10}$, $k_2 = 10^{-11}$, $N = 23$.

Отримано еволюцію контактних напружень, зношування і стирання в часі. Зокрема, у випадку $a = 1$ зі збільшенням часу взаємодії вертикальні переміщення зростають, що свідчить про інтенсивніше зношення матеріалу. При $a = 0$ вертикальні переміщення v виявились сталими. Отримано співпадіння частинних випадків $a = 0$, $t = 0$ з відомими [3].

Зазначимо, що на отриманий розв'язок слід накласти розв'язок антиплоскої задачі, коли до півплощини прикладено дотичні напруження $t_{yz} = ks_y$, де k – коефіцієнт тертя, а s_y визначається за формулою розвинення в ряд Фур'є.

1. Александров В.М. О постановке плоских контактных задач теории упругости при износе взаимодействующих тел // ДАН СССР. – 1983. – 271. №4. – С. 827–831. 2. Гавриков М.В., Мазинг Р.И. Применение наследственно-старееющей модели изнашивания к осесимметричной контактной задаче // Трение и износ. – 1989. – 10. №6. – С. 981–987. 3. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости при наличии износа // ПММ. – 1976. – 40. №6. – С. 981–989. 4. Коровчинский М.В. Локальный контакт упругих тел при изнашивании их поверхностей // Контактное взаимодействие твердых тел и расчет сил трения. – М.: Наука. – 1971. – С. 130–140. 5. Онишкевич В.М., Сулим Г.Т. Задача про термопружний контакт півплощини з прямокутним штампом за теплоутворення від тертя // Вісник Київського національного університету імені Тараса Шевченка. Сер. фізико-математичні науки. – 2017. – №3. – С. 165–168.

УДК 534.232.001. 11:62.50

КОНТРОЛЬ НАЯВНОСТІ ТРІЩИН У НАРІЗНИХ З'ЄДНАННЯХ ВИХРОСТРУМОВИМ МЕТОДОМ

CONTROL OF THE CRACK PRESENCE IN THREADED JOINTS BY THE EDDY CURRENT METHOD

Олег Поліщук, Іван Тертишний, Микола Шульженко

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,
вул. Дм. Пожарського, 2/10, м. Харків, 61046, Україна

A solution of the problem of controlling parts of threaded joints by the eddy current method using the resonance method is proposed. The eddy current transducer has been tested to control parts of threaded joints made from ferromagnetic and non-ferromagnetic metals.

Нарізні з'єднання є одними з найвідповідальніших вузлів, які впливають на надійність машин і механізмів. Часто причинами аварійних ситуацій є злами болтів і шпильок. Тому актуальною є задача виявлення тріщин у деталях нарізних з'єднань на етапі ремонту устаткування. Запропоновано вирішення задачі контролю деталей нарізних з'єднань вихрострумовим методом з використанням резонансного принципу побудови перетворювача.

Вихрострумовий перетворювач складається з трьох котушок, розташованих на Ш — подібному феритовому осерді (рис. 1).

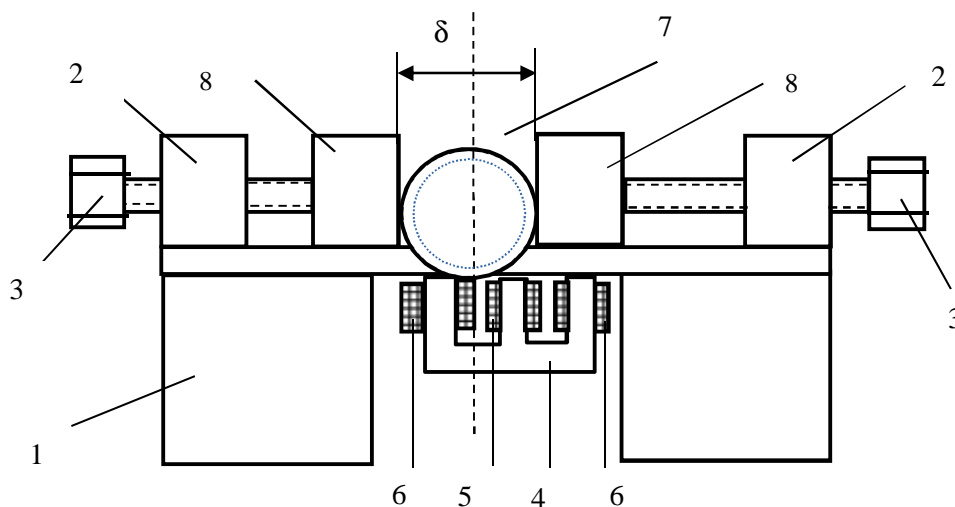


Рис. 1. Конструкція пристрою для контролю болтів та шпильок: 1 – основа; 2 – нерухомі пластини з внутрішньою різьєю; 3 – регульовальні болти; 4 – феромагнітне осердя; 5 – котушка збудження; 6 – вимірювальні котушки; 7 – контрольована деталь; 8 – рухомі пластини; δ – відстань між рухомими пластинами, яка повинна відповідати діаметру контрольованої деталі

Котушка збудження 5 знаходиться на центральному стрижні осердя 4, вимірювальні котушки 6 – на крайніх стрижнях. Вимірювальні котушки з'єднані послідовно-зустрічно. Паралельно до вимірювальних котушок приєднується конденсатор, утворюючи разом з ними коливальний контур. Розмір осердя сенсора визначається довжиною контрольованих деталей. Залежно від діаметра контрольованих деталей 7, болтами 3 регулюється розмір δ . Наявність тріщини в нарізній частини деталі виявляється за один оберт навколо її осі.

Для визначення ефективних параметрів перетворювача експериментально досліджено залежність його характеристик від взаємного розташування вимірювальних котушок на феритовому осерді, від орієнтації перетворювача в пристрої (рис. 1) відносно контрольованої деталі та від положення робочої точки на резонансній кривій коливального контура, утвореного вимірювальними котушками і конденсатором. На етапі розроблення перетворювача дефект у різі задавався штучним прорізанням паза на фіксовану глибину.

Встановлено, що чутливість перетворювача є найвищою, якщо робоча частота більша за резонансну частоту коливального контура на 10 – 15%.

У результаті досліджень визначено такий режим налаштування перетворювача, за якого він не реагував на внесену деталь, а реагував тільки на дефект. Таке налаштування дало можливість виключити крайовий ефект і виявляти тріщини, які знаходяться на відстані до 5 мм від краю контрольованої деталі.

На рис. 2 показано залежність амплітуди вихідного сигналу перетворювача від кута повороту болта М20 зі штучним дефектом у вигляді прорізаного паза глибиною 1 мм.

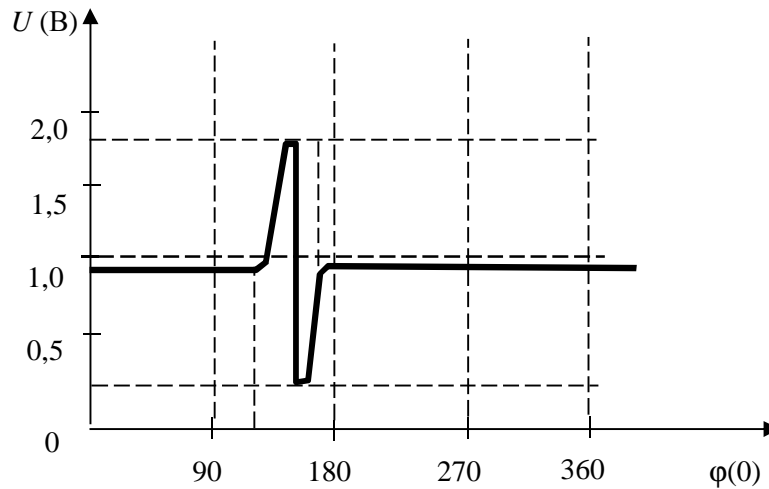


Рис. 2. Залежність амплітуди вихідного сигналу перетворювача від кута повороту болта

Амплітуда сигналу при проходженні через зону дефекту змінювалася від 1,75 до 0,3 В при початковому значенні 0,9 В. Така чутливість до дефекту забезпечує надійність контролю деталей нарізних з'єднань.

Вихорострумний перетворювач випробовано при контролі наявності тріщин у болтах з різью М20 і М37. Для підтвердження отриманих результатів контролю у відбракованих болтах зрізалась різь та використовувався магнітопорошковий метод виявлення тріщин. В усіх відбракованих болтах були виявлені тріщини, які знаходились у попередньо визначених місцях.

Перетворювач придатний для контролю деталей нарізних з'єднань з феромагнітних та неферомагнітних металів.

УДК 539.3.01

ВПЛИВ ДВОХ КРУГОВИХ ОТВОРІВ, З'ЄДНАНИХ ТРІЩИНОЮ, НА КОНЦЕНТРАЦІЮ НАПРУЖЕНЬ У БЕЗМЕЖНІЙ ПЛАСТИНІ ЗА ОДНОЧАСНОЇ ДІЇ РОЗТЯГУ І ЗСУВУ

INFLUENCE TWO CIRCULAR HOLES CONNECTED BY A CRACK ON CONCENTRATION OF STRESSES IN INFINITE PLATE UNDER THE TENSION AND THE DISPLACEMENT

Олександр Пономаренко

*Львівський національний аграрний університет,
вул. В. Великого, 1, м. Дубляни, 83081, Україна,*

The problem of stresses concentration in on infinite thin plate with two circular holes connected by a crack under the tension and the displacement is considered. The analysis is developed on the basis of the Airy's stresses function in generalized plane stresses and by applying bipolar coordinates.

Актуальність досліджень з механіки руйнування тісно пов'язана з їх застосуванням на практиці в задачах забезпечення працездатності об'єктів, що містять тріщини. Задачі цього класу набувають особливо великого значення для конструкцій, руйнування яких пов'язано з нанесенням великих

матеріальних збитків, а також із загрозою для життя людини. Такими конструкціями є, зокрема, ферми мостів і великих перекриттів, котли, башти і колони хімічних та інших галузей виробництва, магістральні трубопроводи, корпуси суден і літальних апаратів, корпуси та елементи турбін, деталі відповідальних приладів тощо. При цьому застосовувані методи ліквідації тріщин (заварка або заміна пошкодженої ділянки), пов'язані з великим обсягом робіт, а іноді й зовсім неможливі без повного виведення об'єкту з експлуатації.

Одним зі шляхів усунення руйнування є застосування ефективних методів гальмування тріщин. Місцем зародження тріщини є, як правило, технологічні або конструктивні концентратори напружень. Найбільш поширеними конструктивними концентраторами є різноманітні отвори в металоконструкціях. Вони ж можуть служити чинниками, які пришвидшують або гальмують розвиток тріщини.

Дослідження взаємодії двох отворів, з'єднаних тріщиною, проводилось за допомогою методу внутрішніх сил [1], методу пружного потенціалу [2], методу сингулярних інтегральних рівнянь [3].

У цій доповіді наводиться дослідження концентрації напружень у безмежній пластині з двома круговими отворами, з'єднаними тріщиною, за одночасної дії розтягу, паралельного тріщині, і чистого зсуву із застосуванням біполярних координат та функцій напружень Ері.

В біполярних координатах α, β для функцій напружень маємо:

$$U(\alpha, \beta) = U_1(\alpha, \beta) + U_2(\alpha, \beta), \quad (1)$$

де

$$gU_1 = y \frac{Px^2}{2} + \frac{aP}{2} \left[D_1 d \operatorname{sh} \alpha + K(\operatorname{ch} \alpha - \operatorname{cos} \beta) \ln(\operatorname{ch} \alpha - \operatorname{cos} \beta) + \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ A_n^{(1)} \operatorname{ch}(n-1)d + B_n^{(1)} \operatorname{ch}(n-1)d \right\} \operatorname{cos} n\beta \right], \quad (2)$$

$$gU_2 = -gTxy + aT \left\{ D_2 d \sin \beta + \sum_{n=1}^{\infty} \left[A_n^{(2)} \operatorname{sh}(n+1)d + B_n^{(2)} \operatorname{sh}(n-1)d \right] \sin n\beta \right\}, \quad (3)$$

причому другі доданки не повинні порушувати напружений стан на нескінченності.

З граничних умов на контурі кругових отворів:

$$\sigma_{\alpha} |_{\alpha = \mp c} = \tau^{-2c} |_{\alpha = \mp c} \quad (4)$$

отримаємо

$$A_1^{(1)} = \frac{1}{\operatorname{sh} 2c} (e^{-2c} + K e^{-c} \operatorname{sh} c), \quad (5)$$

$$B_1^{(1)} = \frac{1}{\operatorname{sh} 2c} (-1 - \operatorname{sh} 2c + K \operatorname{ch} 2c \operatorname{sh}^2 c) + D_1 \operatorname{sh}^2 c, \quad (6)$$

$$A_n^{(1)} = \frac{2e^{-nc}}{n \operatorname{sh} 2c + \operatorname{sh} 2nc} \left\{ -n e^{(n-1)c} \operatorname{sch} + \operatorname{ch} nc + K \frac{n e^{(n-1)c} \operatorname{sh} c + \operatorname{sh} nc}{n(n+1)} \right\}, n \geq 2 \quad (7)$$

$$B_n^{(1)} = \frac{-2e^{-nc}}{n \operatorname{sh} 2c + \operatorname{sh} 2nc} \left\{ -n e^{(n+1)c} \operatorname{sch} + \operatorname{ch} nc + K \frac{n e^{(n-1)c} \operatorname{sh} c + \operatorname{sh} nc}{n(n+1)} \right\}, n \geq 2 \quad (8)$$

$$A_1^{(2)} = \frac{2e^{-2c} - D_2}{2 \operatorname{ch} 2c}, \quad B_1^{(2)} = 0, \quad (9)$$

$$A_n^{(2)} = \frac{n(e^{-2c} - 1) - e^{-2nc} + 1}{\operatorname{sh} 2nc - n \operatorname{sh} 2c}, \quad B_n^{(2)} = \frac{n(e^{-2c} - 1) + e^{-2nc} - 1}{\operatorname{sh} 2nc - n \operatorname{sh} 2c}, n \geq 2.$$

З умови на нескінченності ($\alpha = \beta = 0$):

$$\sum_{n=1}^{\infty} (A_n^{(1)} + A_n^{(1)}) \quad (10)$$

маємо:

$$K \left\{ \frac{e^{-c} + \operatorname{ch} 2c \operatorname{sh} c}{2 \operatorname{ch} c} - 2 \sum_{n=2}^{\infty} \frac{2n^2 \operatorname{sh}^2 c + n \operatorname{sh} 2c + 1 - e^{-2nc}}{n(n^2 - 1)(n \operatorname{sh} 2c + \operatorname{sh} 2nc)} \right\} = 2 - \operatorname{th} c - 4 \sum_{n=2}^{\infty} \frac{n \operatorname{sh}^2 c}{n(n^2 - 1)(n \operatorname{sh} 2c + \operatorname{sh} 2nc)} - D_1 \operatorname{sh}^2 c. \quad (11)$$

Береги прямолінійної тріщини являють собою вільні границі, на які не діють поверхневі сили. Аналізуючи складову дотичних напружень $(\tau_{\alpha\beta})|_{\beta=\pi}$ від функції gU_1 на поверхні тріщини, помічаємо що вона рівна нулю, оскільки містить тільки вирази $\operatorname{cos} \beta$ і $\operatorname{cos} n\beta$. Покладаючи

результуючу нормальну компонентну поверхневих сил від функцій gU_1 на поверхні тріщини рівною нулю, отримуємо:

$$\left(\int_0^c \sigma_\beta dy\right) \Big|_{\beta=\pi} = 0, \quad (12)$$

З умови (12) дістаємо:

$$K \left\{ \frac{e^{-c} + ch2cshc}{2chc} - 2 \sum_{n=2}^{\infty} \frac{2n^2 sh^2 c + nsh2c + 1 - e^{-2nc}}{n(n^2 - 1)(nsh2c + sh2nc)} - \frac{sh^4 c}{shcchc + c} \right\} = 2 - thc - 4 \sum_{n=2}^{\infty} \frac{nsh^2 c}{nsh2c + sh2nc} - \frac{sh^2 c}{shcchc + c}, \quad (13)$$

$$D_1 = \frac{1 - Ksh^2 c}{shcchc + c}. \quad (14)$$

Нормальні напруження $(\sigma_\beta) \Big|_{\beta=\pi}$ на поверхні тріщини, що виникають від функції gU_2 , рівні нулю.

Для напружень по контуру кругового отвору отримуємо при $K = p = T$:

$$\begin{aligned} \frac{\sigma_\beta}{K} \Big|_{\alpha=c} = & 1 + D_1(1 - chc \cos\beta) + \sum_{n=1}^{\infty} A_n^{(1)} \{ (n+1)chnc \cos n\beta - nch(n+1)ccos(n+1)\beta \} + \\ & \sum_{n=1}^{\infty} B_n^{(1)} \{ nch(n-1)ccos(n-1)\beta - (n-1)chnccos\beta \} + \frac{4shc \sin\beta(1-chccos\beta)}{(chc - \cos\beta)^2} + 4A_n^{(2)}(chc - \\ & \cos\beta)sh2c \sin\beta + (chc - \cos\beta) \sum_{n=2}^{\infty} \{ A_n^{(2)} 2n(n+1)sh(n+1)c + B_1^{(2)} 2n(n-1)sh(n-1)c \} \sin n\beta. \end{aligned} \quad (15)$$

Наведений розв'язок дає можливість отримати значення максимального коефіцієнта концентрації напружень в залежності від відстані між центрами отворів та їхніх радіусів.

При одночасній дії поздовжнього розтягу і чистого зсуву наявність з'єднує два однакових кругових отвори, проводить до збільшення максимального значення коефіцієнта концентрації напружень σ_β/K на контурах отворів у порівнянні з випадком її відсутності.

1. Nisitani H., Oda Y., *Interference effect between a crack and a notch or crack in a semi - infinite plate.* – Trans. JSME, 1980, A46, №407, p. 745 – 754. 2. Карпов Г.Н., Кудряцев Б.А., Партон В.З. *Математические методы в задачах торможения трещин.* – Тез. докл. н-т. конф.: Совершенствование эксплуатации и ремонта корпусов судов. – Калининград, 1981, с. 180 - 181. 3. Саврук М.П. *Двумерные задачи упругости для тел с трещинами/ М.П. Саврук.* – К.: Наук. Думка, 1981. – 324 с.

УДК 621.1

ДІАГНОСТУВАННЯ СТАНУ ТРИВАЛОЕКСПЛУАТОВАНИХ ТРУБНИХ СТАЛЕЙ МЕТОДОМ МАГНЕТОПРУЖНОЇ АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ

DIAGNOSTICS OF THE CONDITION OF PIPE STEELS OF THE LONG-TERM EXPLOITATION BY
THE METHOD OF MAGNETOELASTIC ACOUSTIC EMISSION

Євген Почапський, Богдан Клим, Наталія Мельник, Петро Великий

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна

The results of the diagnostics of the ferromagnetic pipe steels in the environment of oil and gas by the method of magnetoelastic acoustic emission are presented. The change of signals parameters of the magnetoelastic acoustic emission in the samples cut out of the various layers of long-term exploitation pipes is examined. The dominant factor causing parameters change is the presence of hydrogen in steels.

Об'єкти тривалого експлуатування промислового сектора України, що виготовлені з феромагнетних матеріалів, зазнають суттєвого деградування за відсутності вчасного проведення якісного технічного діагностування. Для виявлення цих змін перспективним є метод магнетопружної акустичної емісії (МАЕ), що у порівнянні з відомими методами діагностики, має низку переваг [1]. Зокрема, відсутність додаткового навантаження, вимог до підготовки поверхні, необхідності зупинки роботи чи зміни робочого режиму елемента, що підлягає контролю.

Метою роботи є діагностування стану тривалоексплуатованих трубних сталей методом магнетопружної акустичної емісії.

Оскільки зареєстрований сигнал МАЕ є багатопараметровим, можна виділити параметри, які несуть інформацію про стан досліджуваного феромагнетного об'єкта: сума амплітуд та підсумковий рахунок сигналу (кількість імпульсів, що перевищують заданий поріг), максимальне значення амплітуди, енергія сигналу, обвідна сигналу та положення її максимуму, спектр сигналу (ширина, медіана). Зміна параметрів свідчить про деградацію досліджуваного об'єкта [2].

Для досліджень використовували матеріали труб магістрального нафтогону (Івано-Франківська обл.), яку експлуатували протягом 1971 – 2009 рр., а також магістрального газогону (Тернопільська обл.), експлуатовану протягом 1973 – 2012 рр., з яких вирізали заготовки для зразків. Під час вирізання, а відтак і під час виготовлення зразків, дотримувались таких режимів обробки, за яких утворюється мінімальний наклеп і механічні напруження (вирізання заготовок здійснювали після видалення зони термічного впливу від оплавлення під час їх підготовки шляхом різання розплавленням), а також мінімальні зміни структури і фазового стану.

Згідно з даними літературних джерел, у нафтогазових трубах, внаслідок їх тривалої експлуатації, відбувається зниження ударної в'язкості та зменшення твердості, що є феноменом експлуатаційної деградації та пояснюється розвитком розсіяної пошкодженості. Твердість внутрішніх приповерхневих шарів експлуатованої труби істотно вища, ніж зовнішніх. За вимірюваннями макротвердості металу різних шарів стінки труби нафтогону отримали, що у всіх шарах, як за Роквелом, так і за Брінелем, вона має однакове значення – 90 HRB та 187 HB. Для труби газогону отримали, що дещо більшу макротвердість, як за Роквелом, так і за Брінелем, мали зразки, що вирізані з внутрішнього шару стінки труби – 92-93 HRB та 192-197 HB, відповідно, а зразки із зовнішнього та середнього шару труби мали однакову макротвердість. Отримані у наших дослідженнях результати корелюють із відомими у літературі та вказують на експлуатаційну пошкодженість металу в об'ємі стінки труби, а градієнт твердості за її товщиною – на негативну роль водню в процесі деградації сталі.

Отримано залежності суми амплітуд сигналів МАЕ для різних шарів стінки труб нафтогону та газогону представлено на рис. 1.

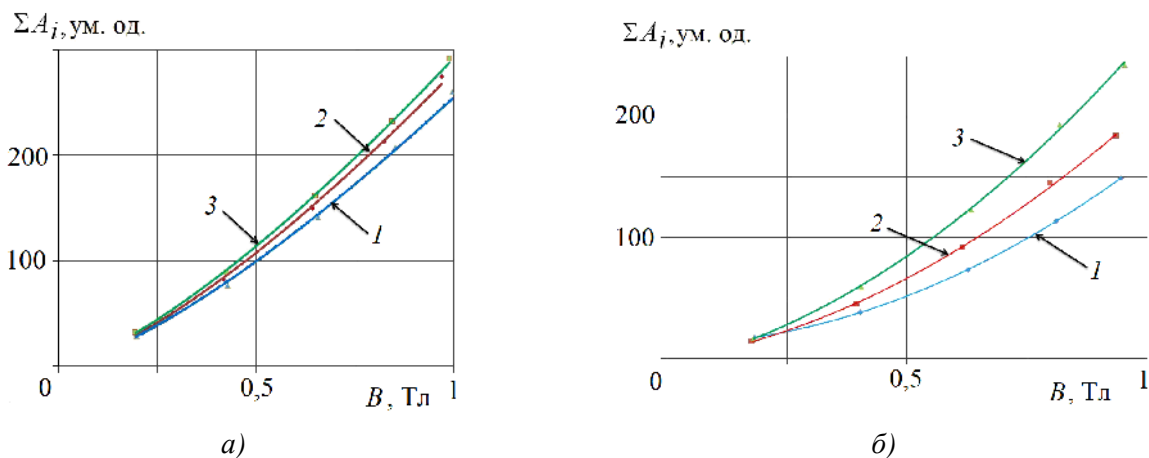


Рис. 1. Залежності суми амплітуд сигналів МАЕ від амплітуди індукції поля переманечення у зразках, вирізаних з різних шарів стінки труби: а – нафтогону; б – газогону (1 – зовнішній, 2 – середній, 3 – внутрішній)

Найбільшу суму амплітуд сигналів МАЕ зареєстровано у зразках, що вирізані із внутрішнього шару стінки труби, а найменшу – у зразках із зовнішнього шару. Зі зростанням індукції магнетного поля ця особливість виражається чіткіше. Відмінність активності МАЕ у різних шарах стінки труби якраз є підтвердженням різного ступеня їх дефектності, а відтак і різних значень ефективних коефіцієнтів дифузії у них та різного ступеня наводнення [3].

Для дослідження впливу водневого деградування феромагнетних матеріалів методом МАЕ вибрали сталь 15. Хімічний склад сталі 15 (%): С – 0,12...0,19; Si – 0,17...0,37; Mn – 0,35...0,65; $Cr \leq 0,25$; $P \leq 0,04$; $Cu + Ni \leq 0,25$. Після перемагнетчення пластини на частоті 9 Гц, із записом сигналів МАЕ, її наводнювали у спеціально виготовленій камері в середовищі газоподібного водню, спочатку теоретично порахувавши концентрацію та розподіл водню в ній. Враховуючи ці дані, режими наводнення були вибрані так, щоб максимально наблизити концентрацію водню у металі до реальної, яка є у напрацьованих феромагнетиках (0,5...2,0 ppm), що мають тривалий час експлуатування.

Після завершення наводнення зразки повторно перемагнетчували. На основі досліджень було отримано залежності суми амплітуд сигналів від зміни амплітуди індукції B магнетного поля для ненаводненої та наводнених пластин. Амплітуди сигналів МАЕ зростають із підвищенням значення амплітуди індукції зовнішнього магнетного поля B як у ненаводненому, так і у наводненому зразках, що пов'язано із впливом на доменну структуру матеріалу наявного в ньому водню.

Водень, який проник у метал, спричиняє деградацію металоконструкцій та погіршення їх експлуатаційних властивостей, внаслідок чого підвищується ризик аварій, скорочення робочого ресурсу тощо. Таким чином, виникає потреба вчасного діагностування стану феромагнетних матеріалів та конструкцій, а також дослідження процесів їх деградації з метою продовження терміну їх використання.

Дослідження трубних сталей показали, що у підвищенні активності генерування сигналів МАЕ, домінуючим чинником є, ймовірно, наявність у феромагнетнику водню, який за час тривалої експлуатації сталей глибоко проник у структурні дефекти – пастки, полегшуючи тим самим стрибки доменних стінок під час перемагнетчення зразків.

1. Ono K. and Shibata M. *Magnetomechanical Acoustic Emission – a New Method of Nondestructive Stress Measurement* // *NDT Int.* –1981, October. – P. 227–234. 2. Назарчук З. Т., Скальський В. Р., Почапський С. П. *Технології відбору та опрацювання низькоенергетичних діагностичних сигналів.* – К.: Наук. думка, 2014. – 304 с. 3. Назарчук З. Т., Андрейків О. Є., Скальський В. Р. *Оцінювання водневої деградації феромагнетиків у магнетному полі.* – К.: Наук. думка, 2013. – 272 с.

УДК: 539.43

РІСТ ВТОМНОЇ ТРІЩИНИ В ШИЙЦІ ОСІ ЗАЛІЗНИЧНОЇ КОЛІСНОЇ ПАРИ

FATIGUE CRACK GROWTH IN THE RAILWAY WHEELSET JOURNAL

Денис Рудавський, Юрій Канюк, Марек Шефер

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна, kaniukyurii@gmail.com

A new calculation methodology of residual lifetime estimation of railway wheel axle is proposed. The methodology is based on kinetic equation of fatigue crack growth, obtained on the basis of fracture mechanics energy approach. It is shown, that the shear stresses caused by the weight of the loaded rail car in the transversal section of the wheelset axle journal accelerate the growth of the transverse fatigue surface crack significantly reducing the axle residual life.

Під час руху потяга колісні пари локомотива передають навантаження від його ваги на рейки, направляють рух локомотива уздовж рейкової колії і за рахунок обертових моментів, які створюють тягові електродвигуни, забезпечують сили тяги. Колісні пари є найбільш відповідальними елементами механічної частини рухомого залізничного транспорту, оскільки від їхнього стану залежить безпека руху. Нерідко в осі колісної пари присутні тріщиноподібні дефекти, які можуть виникати як на етапі її виготовлення, так і під час експлуатації.

Оскільки осі працюють під дією циклічно змінного навантаження, то це сприяє зародженню та поширенню в них втомних тріщин, які з часом досягають критичних розмірів.

Шийка осі колісної пари є однією з найбільш потенційних її ділянок щодо виникнення тріщиноподібних дефектів (рис. 1). У процесі експлуатації шийка осі зазнає дії циклічно-змінних механічних навантажень розтягу-стиску, а також зсуву.

На основі сформульованої в роботі нової теоретичної моделі запропоновано розрахункову методику оцінювання залишкового ресурсу осі залізничної колісної пари з поверхневою поперечною тріщиною в шийці та з врахуванням змішаного макромеханізму (I+II) руйнування. Суть розрахункової методики полягає у наступному.



Рис. 1. Втомні злами осі внаслідок розвитку втомної тріщини в шийці

Припускали, що в шийці осі вагонної колісної пари наявна півеліптична тріщина з півосями a та b (рис. 2) і нехай a_0, b_0 – її початкові розміри. Нехай на шийку діють згинний момент M та перерізуюча сила P (рис. 2,б), тоді поширення контуру тріщини відбувається за присутності механізму нормального відриву та поперечного зсуву. Для визначення кінетики поширення контуру цієї тріщини вважали, що він зберігає півеліптичну форму під час її втомного росту.

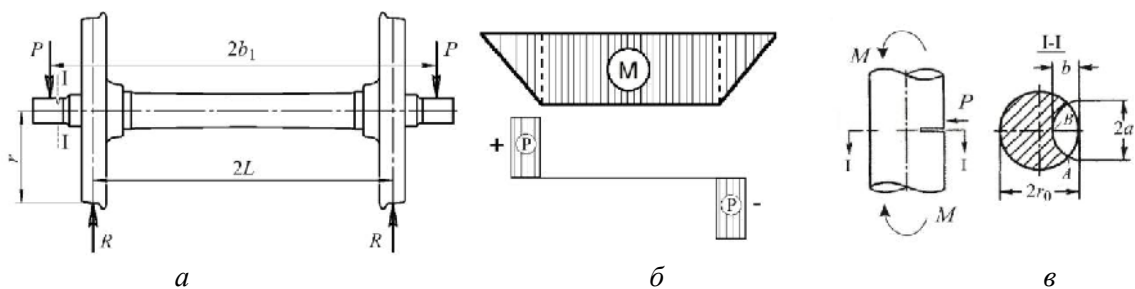


Рис. 2. Схема навантаження колісної пари з поверхневою тріщиною в перерізі I-I шийки осі (а), епюри розподілу згинного моменту і перерізуючої сили (б) та геометрія розташування поперечної півеліптичної тріщини (в)

Тоді залежності довжин півосей a та b цього півеліптичного контуру (рис. 2,в) від кількості циклів навантаження N повністю визначатимуть кінетику росту втомної тріщини. Ці залежності можна отримати з розв'язку системи двох звичайних диференціальних рівнянь

$$da/dN = V_A(K_{IA \max}, K_{IIA \max}), \quad db/dN = V_B(K_{IB \max}, K_{IIB \max}) \quad (1)$$

з відповідними граничними умовами:

$$a(0) = a_0, \quad b(0) = b_0; \quad a(N_c) = r_0, \quad (2)$$

де V_A, B – функції швидкості росту півеліптичного контуру тріщини відповідно у точках A та B (рис. 2,б), $K_{IA \max}$, $K_{PIA \max}$ та $K_{IB \max}$, $K_{PIB \max}$ – коефіцієнти інтенсивності напружень у них (рис. 2,б), N_c – гранично-допустима кількість циклів навантаження – розвантаження тріщини.

Для визначення функції швидкості V росту втомної тріщини у довільній точці D її півеліптичного контуру використали рівняння (3), яке отримали за енергетичним підходом механіки руйнування матеріалів

$$V_D(a,b) = \frac{\pi(1-R)^4}{64} \frac{[c_1 K_{ID \max}^4(a,b) + c_2 K_{IID \max}^4(a,b)] - c_3^4}{K_{IAE}^2 - K_{ID \max}^2(a,b) - K_{IID \max}^2(a,b)}, \quad (3)$$

де c_1, c_2, c_3 – деякі константи матеріалу, що визначаються експериментально.

Систему диференціальних рівнянь (1) – (2) розв'язували числовим методом Рунге-Кутта. Розрахунки показали, що знакозмінна перерізуюча сила, яка діє на шийку залізничної осі, істотно понижує залишкову довговічність колісної пари.

УДК 620.92, 539.3

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ЕНЕРГООБЛОКА З ВОДНЕВОЮ СИСТЕМОЮ ГЕНЕРАЦІЇ ТА АКУМУЛЯЦІЇ ЕНЕРГІЇ

MODELING OF THE THERMAL STRESSED STATE OF ENERGY BLOCK ELEMENTS WITH HYDROGEN SYSTEM OF ENERGY GENERATION AND ACCUMULATION

Наталя Сметанкіна, Олексій Постний

*Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,
вул. Дм. Пожарського, 2/10, м. Харків, 61046, Україна*

A method for research of the thermal stressed state of multilayer elements of power units with the hydrogen system of energy generation and accumulation are offered. The problem solution is obtained on the basis of the immersion method and reduced to integration of a system of integral-differential singular equations. Thermal stresses in elements of hydrogen-oxygen steam generator during work in conditions of changing barothermal loads are analyzed.

Акумулявання енергії сьогодні є надзвичайно важливою задачею. Це пов'язано, в першу чергу, з тим, що останнім часом у багатьох країнах світу почали з досить високим темпом впроваджуватися поновлювані джерела енергії. Коли резервні потужності традиційної енергетики стали подекуди меншими, ніж встановлені потужності відновлюваних джерел енергії, це призвело до кризових явищ в енергосистемах. Всіх цих небажаних явищ можна було б уникнути, якби були адекватні системи акумулявання енергії.

Для одержання активних металевих компонентів з руди, очищення металів, нанесення на вироби металевих покриттів широко використовуються електролізери – спеціальні пристрої, які призначені для розділення компонентів сполуки або розчину за допомогою електричного струму. Як правило, пристрої для одержання водню та кисню високого тиску включають корпус, виконаний у вигляді ємності високого тиску з електролізною камерою і розміщеними в ній електродами, кришку, підвідний та відвідний патрубки, електроди скомпоновані у пакети, де активні та пасивні електроди розміщені почергово, які жорстко встановлені у струмопідводах, що виконані у вигляді гребінок, які

закріплені відповідним чином, рівномірно з проміжками вздовж довжини корпусу в несучих струмопровідних каркасах, електрично зв'язаних з корпусом і струмоводом, виконаним у вигляді диска з отворами і розміщеним між фланцями корпусу та кришки електроізолювано від них, при цьому пасивні електроди з'єднані з корпусом, а активні – зі струмоводом.

Високотемпературна переробка природного газу в електротермічному псевдозрідженому шарі дозволяє одержувати одностадійно, в режимі безперервної роботи, технологічний газ високої якості і з високою температурою. Шляхом термічного розкладання вуглеводнів природного газу пірогаз із вмістом водню 96 – 98% може бути отримано при температурі шару 1400 – 1500 °С. Високі вимоги до технічних характеристик таких конструкцій підтверджують актуальність проблеми вдосконалення методів їх розрахунку.

Для достовірної оцінки працездатності конструкцій, що перебувають в умовах термосилового навантаження, необхідно мати можливість чисельного моделювання зміни їхнього напружено-деформованого стану з одночасним урахуванням всіх чинних факторів.

Найбільш ефективним підходом до розв'язання таких задач є підхід, що полягає в їх поетапному вирішенні. На першому етапі розв'язується задача теплопровідності конструкції, а після аналізу отриманих результатів здійснюється перехід до другого етапу – розв'язання задачі термопружності. Таким чином, у підсумку виконується розрахунок з урахуванням всіх чинних факторів і особливостей поведінки конструкції. У ході поетапного розв'язання задачі на основі аналізу одержуваних результатів можна вибирати моделі й гіпотези, що найбільше адекватно описують закономірності поведінки матеріалу конструкції з огляду на розглянуті умови навантаження.

Аналіз літературних джерел показав, що більшість публікацій присвячена розрахунку конструкцій в умовах стаціонарного нагрівання із залученням різного роду гіпотез про розподіл температури вздовж їхньої товщини. Найчастіше цей розподіл передбачається кусково-однорідним. Таким чином, розроблення нових і вдосконалення існуючих методів розрахунку сучасних енергетичних конструкцій за різних силових і температурних навантажень залишається актуальною проблемою.

Метою роботи є розроблення методики для проведення розрахункових досліджень термонапруженого стану багат шарових елементів енергоблока з водневою системою акумуляції енергії.

Методика базується на методі занурення, яка полягає у наступному. Вихідна конструкція складної форми занурюється в допоміжну, яка її охоплює. Граничні умови на контурі допоміжної конструкції дозволяють одержати простий розв'язок. Умови конвективного теплообміну на зовнішніх поверхнях допоміжної конструкції збігаються з умовами теплообміну на поверхнях вихідної конструкції. Додаткові компенсуючі джерела, розподілені вздовж границі вихідної конструкції, забезпечують виконання реальних граничних умов. З умови задоволення цих умов формується система інтегро-диференціальних рівнянь для визначення розподілів компенсуючих джерел. Метод розв'язання цієї системи полягає в розвиненні шуканих функцій в тригонометричні ряди за функціями, що задовольняють граничні умови допоміжної конструкції в ряд уздовж вихідної границі, та у подальшому розв'язанні системи лінійних алгебраїчних рівнянь відносно коефіцієнтів розвинення. Розподіл температури в шарах і на бічній поверхні елементів подається у вигляді розвинень за системою поліномів Лежандра вздовж товщини кожного шару. Елементи розглядаються як багат шарові пластини та незамкнені оболонки складної форми.

Метод розв'язання задачі стаціонарної термопружності також базується на відомому прийомі. Деформування елементів конструкції описується на основі гіпотез, які враховують деформації поперечного зсуву та обтиснення вздовж товщини у межах кожного шару елемента конструкції.

Досліджено термонапружений стан високотемпературних вузлів водневих енергоустановок в умовах комплексного баротермічного впливу. Встановлено вплив анізотропної теплопровідності матеріалу конструкції на масогабаритні показники системи і вироблені рекомендації щодо зниження маси конструкції.

Використання водневих систем акумулювання дозволить підвищити маневреність енергоблока та подовжити їхній ресурс.

Робота виконана за рахунок коштів бюджетної програми «Підтримка розвитку пріоритетних напрямів наукових досліджень» (КПКВК 6541230).

УДК 539.3

СТАЦІОНАРНА ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ АНІЗОТРОПНИХ ТІЛ З ПРОСТОРОВИМИ ТРІЩИНАМИ ТА НИТЧАСТИМИ ВКЛЮЧЕННЯМИ

STEADY-STATE HEAT CONDUCTION IN ANISOTROPIC SOLIDS WITH SPATIAL CRACKS AND THREAD-LIKE INCLUSIONS

Георгій Сулим¹, Ярослав Пастернак², Наталія Ільчук²

¹Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, м. Львів, 79005, Україна;

²Луцький національний технічний університет,
вул. Львівська, 75, 43018, Луцьк, Україна

This study considers development of the boundary element approach for the analysis of field intensity on spatial cracks interacting with thread-like heat conducting inclusions. The boundary integral equations are derived, which non-integral terms are written for anisotropic materials. Special techniques are proposed for their numerical solution, since they include surface and line hypersingular integrals, which require special attention. The boundary element procedure is proposed, which account for singularities at crack front line and allow accurate determination of field intensity factors. Numerical examples are presented.

У сучасних композиційних матеріалах, поряд з волокнистим та пластинчастим, все частіше застосовується нитчасте наповнення. Це і фібри сталевібробетону, і графітові нановолокна чи нанотрубки епоксикомпозитів, і нитки склопластику та ін. Усе це потребує побудови швидких та високоточних методів аналізу розподілу фізико-механічних полів у відповідних тілах, зокрема й з урахуванням наявних дефектів.

У цій праці створено граничноелементний підхід аналізу просторових стаціонарних теплових полів у тілах із тріщинами та тонкими абсолютно теплопровідними нитчастими включеннями. З огляду на форму, останні моделюються кривими з невідомим наперед розподілом джерел тепла. У результаті застосування такого підходу отримано систему гіперсингулярних інтегральних рівнянь щодо шуканих розривів (стрибків) температури (у разі теплоізолюваної тріщини) чи теплового потоку (у разі теплопровідної тріщини) та густини джерел тепла на лінії, що моделює нитку. Причому, як поверхневі, так і криволінійні інтеграли є гіперсингулярними. Отримано позаінтегральні члени цих рівнянь для випадку загальної анізотропії тіла.

Для числового визначення відповідних інтегралів запропоновано використовувати модифіковану квадратуру Кутта з Чебишовськими вузлами. Причому при обчисленні поверхневих інтегралів на граничних елементах, що складають тріщину, застосовується перехід до полярної системи координат, де особливість є лише при інтегруванні за радіальною координатою. Для моделювання нитчастих включень використано розривні граничні елементи, вузлові точки яких не лежать на кінцях елемента. Це дало можливість уникнути необхідності обчислення позаінтегрального члена у випадку негладких нитчастих включень, адже точка колокації у цьому випадку завжди потрапляє у вузол, що розташований на гладкому граничному елементі, а не в точці дотику сусідніх елементів, що можуть сходитися під деяким кутом.

Досліджено розподіл температур і теплових потоків у середовищі, де взаємодіють тріщина та нитчасте включення. Побудовано графіки для коефіцієнтів інтенсивності теплового потоку уздовж фронтальної лінії дефекту. У подальшому це дасть можливість розглядати відповідні задачі термопружності тіл із нитчастим наповненням та досліджувати питання руйнування таких елементів конструкцій.

УДК 534.1

**ENERGY ANALYSIS AND METHODOLOGY OF VIBRO-IMPACT DYNAMICS
INVESTIGATION OF SYSTEM WITH ROLLING BODIES**

**ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МЕТОДОЛОГІЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ
ВІБРОУДАРНОЇ СИСТЕМИ З ТІЛАМИ КОЧЕННЯ**

Katica R. (Stevanović) Hedrih

*Mathematical Institute of Serbian Academy of Science and Arts
Belgrade, Serbia*

Наведений огляд авторських оригінальних наукових результатів за останні три роки, які стосуються енергетичного аналізу та методології дослідження віброударних систем з тілами кочення. Представлена нова теорія автора щодо геометрії, кінематики і динаміки удару і зіткнення між тілами кочення на основі аналізу нелінійних явищ і стійкості процесів.

Paper is a draft review of author's scientific original results in last three years. These new results, as different knowledge and research tools, are formulated in summary in a power methodology for investigation vibro-impact dynamics of systems with rolling bodies and successive collisions. New Hedrih's theory [2 – 5] of geometry, kinematics and dynamics of impact and collision between rolling bodies is presented. By introduced a hypothesis of conservation of the sum of component angular momentum of each of two rolling bodies for corresponding momentary axis of rolling, after collision in comparison before collision, and new definition of the coefficient of restitution of collision of two rolling bodies expressed by angular velocities of the body rolling before and after collision, new expressions of outgoing angular velocities of rolling bodies after collision are presented. Dynamics of a series of the generalized rolling pendulums [9] along stationary or rotate curvilinear trace [1] of rolling is investigated and presented by corresponding phase trajectory portraits with different sets of singular points and one, or two or three triggers [6 – 8], each with coupled three singular points with corresponding analysis of the nonlinear phenomena and stability, and also transfer and jumps of the energy between rolling bodies in each of collisions. The phase plane method of nonlinear dynamics and Lyapunov theory of stability and new Hedrih's theory of dynamics of impact and collision between rolling bodies are used for produce new power methodology for investigation vibro-impact dynamics of the systems with rolling bodies and successive collisions. Energy analysis is presented with corresponding mechanical energy portraits [10, 11].

Parts of this research were supported by the Ministry of Sciences of Republic Serbia through Mathematical Institute of Serbian academy of sciences and arts, Belgrade Grants OI 174001 “Dynamics of hybrid systems with complex structures. Mechanics of materials”, and Faculty of Mechanical Engineering University of Niš.

1. Hedrih (Stevanović) K., (2017), Vibro-impact dynamics of two rolling balls along curvilinear trace, Procedia Engineering, X International Conference on Structural Dynamics, EUROLYN 2017, Edited by Fabrizio Vestroni, Francesco Romeo and Vincenzo Gattu, Volume 199, Pages 1-3588 (2017), Elsevier, (2017) pp. 663-668; DOI information: 10.1016/j.proeng.2017.09.120; ISSN: 1877-7058,

<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.09.120>. 2. Hedrih (Stevanovič) K., (2018), *Non-linear phenomena in vibro-impact dynamics: Central collision and energy jumps between two rolling bodies*, Dedicated to memory of Professor and important scientist Ali Nayfeh (December 21, 1933-March 27, 2017). *Nonlinear Dynamics*, February 2018, Volume 91, Issue 3, pp 1885–1907. DOI :10.1007/s11071-017-3988-x. <https://link.springer.com/article/10.1007/s11071-017-3988-x>. 3. Hedrih (Stevanovič) K., (2017), *Central collision of two rolling balls: theory and examples*, *Advances in Theoretical and Applied Mechanics*, Vol. 10, 2017, no. 1, 33-79. <https://doi.org/10.12988/atam.2017.765>. 4. Hedrih (Stevanovič) K., (2017), *Dynamics of Impacts and Collisions of the Rolling Balls*, *Dynamical Systems: Theoretical and Experimental Analysis*, Springer Proceedings in Mathematics & Statistics, Volume Number: 182, Chapter 13, pp. 157-168. © Springer, Part of Springer Science+Business, ISBN 978-3-319-42407-1. ISSN 2194-1009 ISSN 2194-1017 (electronic). 5. Hedrih (Stevanovič) K., (2001), *Trigger of Coupled Singularities (invited plenary lecture)*, *Dynamical Systems-Theory and Applications*, Edited By J. Awrejcewicz and all, Lodz 2001, pp. 51-78. 6. R Hedrih (Stevanovič) K., (2004), *A Trigger of Coupled Singularities*, *MECCANICA*, Vol.39, No. 3, 2004., pp. 295-314., DOI: 10.1023/B:MECC.0000022994.81090.5f. 7. Hedrih (Stevanovič) K., (2000), *Nonlinear Dynamics of a Gyro-rotor, and Sensitive Dependence on initial Conditions of a Heavy Gyro-rotor Forced Vibration/Rotation Motion*, *Semi-Plenary Invited Lecture, Proceedings: COC 2000*, Edited by F.L. Chernousko and A.I. Fradkov, IEEE, CSS, IUTAM, SPICS, St. Petersburg, Inst. for Problems of Mech. Eng. of RAS, 2000., Vol. 2 of 3, pp. 259-266. 8. Hedrih (Stevanovič) R. K., (2016), *Vibro-impact dynamics in systems with trigger of coupled three singular points: Collision of two rolling bodies*, *The 24th International Congress of Theoretical and Applied Mechanics (IUTAM ICTAM 2016)*, Montreal, Canada, 21 - 26 August, 2016, *Book of Papers*, pp. 212 -213. IUTAM permanent site. ISBN: NR16-127/2016E-EPUB; Catalogue Number: 978-0-660-05459-9. 9. Hedrih (Stevanovič) R. K., (2017), *Generalized rolling pendulum along curvilinear trace: Phase portrait, singular points and total mechanical energy surface*, *Computer Algebra Systems in Teaching and Research*, Edited by Alexander Prokopenya and Agnieszka Gil-Swidarska, Publisher Siedlce University of Natural Sciences and Humanities (Siedlce, Poland), 2017, Vol. VI, pp. 204216. ISSN 2300-7397. <http://www.castr.uph.edu.pl>. 10. Hedrih (Stevanovič) R. K., (2019), "Rolling heavy ball over the sphere in real Rn^3 space", *Nonlinear Dynamics*, Springer . in press, (DOI: 10.1007/s11071-019-04947-1)/ Paper dedicated to 150 years since the birth of Mihailo Petrovič, one of the three doctoral students of Julius Henri Poincare and a founding father of Serbian mathematics, presented as a lecture at the Scientific seminar Computer Science and Applied Mathematics Colloquium, October 30, 2018 at Mathematical Institute of Serbian Academy of Science and Arts. 11. Hedrih (Stevanovič) R. K., (2017), *Kativa (Stevanovic) Hedrih , (2019), " Vibro-impact dynamics of two rolling heavy thin disks along rotate curvilinear line and energy analysis", Nonlinear Dynamics*, Springer. in press, Submission NODY-D-18-02888R2.

УДК 539.3, 539.4

ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ПЛАСТИНИ З ОДИНАРНОЮ МЕХАНІЧНО КОРОТКОЮ ТРІЩИНОЮ

RESIDUAL LIFETIME DETERMINATION OF A PLATE WITH A SINGLE MECHANICALLY SHORT CRACK

Наталія Яджак

Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, м. Львів, 79005, Україна

This study reports about computational models developed on the energy approach and the first law of thermodynamics. The models are used to determine the initiation and growth periods of mechanical small cracks subject to cyclical loading and action of physicochemical factors. The proposed models consist of differential equations with initial and final conditions from deformation functions in the fracture process zone, which depend on geometric parameters of a crack, loadings and physicochemical factors.

Під час довготривалої експлуатації елементів конструкцій відбувається зародження і докритичний ріст макротріщин, що призводить до вичерпання їхнього ресурсу. Для опису цього процесу запропоновано низку розрахункових моделей, які дозволяють визначити періоди зародження і докритичного росту макротріщин. Для сповільненого руйнування не завжди можна застосувати методи лінійної механіки руйнування, які використовують для статичних задач теорії тріщин. У зв'язку з цим, постала проблема механічно коротких тріщин, тобто тріщин, розміри яких за

статичних навантажень задовольняють умови автомодельності (є макроскопічними), а за сповільненого руйнування коефіцієнт інтенсивності напружень неоднозначно описує їхній ріст. Для визначення докритичного росту тріщини необхідно також задати її початкове значення, яке, як правило, мале або рівне нулю. Існуючі сьогодні розрахункові моделі лінійної механіки дають некоректні результати, адже період докритичного росту в такому випадку прямує до нескінченності.

У зв'язку з цим, запропоновано розрахункові моделі на базі розробленого енергетичного підходу, в основу якого покладено перший закон термодинаміки. Розроблені моделі дозволяють визначити період зародження і росту механічно коротких тріщин за циклічного навантаження та дії корозивного середовища. Моделі представлені у вигляді диференціальних рівнянь з початковими та кінцевими умовами від функцій деформацій у зоні передруйнування. Разом з цим, деформації залежать від силових факторів та геометричних параметрів тріщини.

За допомогою отриманих наближених формул можна визначити функції деформації в зоні передруйнування біля вершин тріщини, уникнувши розв'язку складних пружно-пластичних задач теорії тріщин. Таким чином, період докритичного росту коротких тріщин визначається шляхом аналітичного розв'язування лінійних задач першого порядку з відокремленими змінними для простих випадків та чисельного – для складних.

Отримані розрахункові моделі узагальнено на випадок дії довготривалих силових та фізико-хімічних факторів на тонкостінні елементи конструкцій з короткими тріщинами. Вважаючи, що домінуючий відрізок часу при поширенні тріщини за довготривалих статичних навантажень і високої температури займає усталена повзучість, задача також зведеться до диференціального рівняння згаданого вище типу з початковими і кінцевими умовами.

На основі запропонованих моделей розв'язано низку задач для випадку тонкостінних елементів конструкцій. Достовірність результатів, отриманих у рамках моделі, підтверджено аналітичними графічними залежностями, які добре корелюють з відомими експериментальними даними.

WWW

СЕКЦІЯ 2

ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

УДК 629.3.083

ДІАГНОСТУВАННЯ РЕГУЛЯТОРІВ ХОЛОСТОГО ХОДУ ДВИГУНІВ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛІВ

DIAGNOSTIC REGULATORS IDLING CAR ENGINES

Василь Бритковський, Павло Коштура

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

A study of the valve during idling formation stress action on the basis of which found that the sequential change of the number of working cylinders compensation of the fall speed of the crankshaft of the engine by adding the number of steps idling regulator.

З кожним роком автомобільна техніка стає все складнішою і різноманітнішою. Ускладнюються її несправності і відмови. Відповідно потрібно вдосконалювати їхнє бортове діагностичне забезпечення, зовнішні засоби діагностування та технічне обслуговування.

Сучасне інформаційне забезпечення діагностичним обладнанням базується на принципах: чим більша кількість відмов у процесі експлуатації виникає в заданому вузлі або системі автомобіля, тим більше інформаційне забезпечення діагностичним обладнанням супроводжує цей вузол або систему. При цьому витрати на розроблення й дослідження нових діагностичних засобів для діагностування заданого вузла або системи також зростають. Однак нові діагностичні засоби часто не дозволяють із заданою вірогідністю визначати технічний стан елементів систем двигуна.

Для діагностування системи холостого ходу доцільно застосовувати методи функціональної і тестової діагностики. Метод тестової діагностики найбільш підходить, оскільки система холостого ходу є системою зі зворотнім зв'язком. Вона контролює оберти колінчатого вала за сенсором обертів колінчатого вала і реагує на будь-яку їхню зміну, збільшуючи або зменшуючи кількість кроків клапана холостого ходу.

Аналіз різних типів клапанів холостого ходу показав, що найпоширенішими є регулятори холостого ходу з прямим приводом штока клапана в системі керування двигуном (СКД) з приводом заслінки від троса газу і електронна дросельна заслінка в СКД з електронною педаллю газу.

Регулятор холостого ходу займає 3 – 4 місце за кількістю несправностей. На сьогодні ступінь охоплення керуванням, корекцією і адаптивністю систем впуску, енергозабезпечення дуже висока і все більш підвищується. Тому процес діагностування елементів системи впуску слід проводити з урахуванням впливу СКД, системи енергопостачання шляхом створення стресових тестових впливів.

Щоб виявити несправність регулятора холостого ходу (РХХ) при запуску ДВЗ, потрібно контролювати величину його ходу (кількість кроків). А потім швидкість коригувальних дій з стабілізації холостого ходу на РХХ і ступінь адаптованості до стрес-тестів.

Для перевірки швидкості коригувальних дій на РХХ для стабілізації холостого ходу дії пропонується одночасно вимикати один, а потім два циліндра і перевіряти час реакції до початку додавання кількості кроків.

Умова для часу реакції t_p можна записати так:

$$t = t_e + t_k, \quad (1)$$

де t_e – час відмикання циліндрів, с; t_k – час коректування кількості кроків РХХ, с.

Тоді частота обертання колінчастого вала ДВЗ на двох циліндрах, що залишилися, повинна бути кратною частоті обертання холостого ходу або на 10 % більшою:

$$n_p = n_{xx} + \Delta n \cdot 10\%, \quad (2)$$

де n_{xx} – частота обертання колінчастого вала ДВЗ на холостому ході, об/хв; $\Delta n \cdot 10\%$ – максимальне збільшення частоти обертання колінчастого вала ДВЗ, об/хв.

Для проведення експериментальних досліджень використовувався двигун MeM3-317, діагностичний модуль Сканматик, який дозволяє відключати циліндри двигуна, припиняючи подачу палива, а також переглядати поточні параметри в режимі реального часу. Експериментальні дані заносилися в табл. 1.

Таблиця 1

Експериментальні дані

Параметр	Кількість працюючих циліндрів, шт		
	4	3	2
Оберти двигуна, об/хв	868	855	887
Температура ОР, °С	89	93	92
Дросель, %	0,1	0,1	0,1
Положення РХХ, кроків	37	49	63
Витрата палива, л/год	1,03	1,03	1,04
КВЗ, град	9,7	7,8	7,8

Для нашого випадку регулятор холостого ходу був справний, тільки за 30000 тис. км на ньому накопичився наліт від картерних газів і неякісного фільтрування повітря, тому не досить швидко відбувалася стабілізація обертів холостого ходу. Після очищення від нальоту РХХ, система керування двигуном швидше виконувала стабілізацію холостого ходу.

З отриманих результатів видно, що при послідовній зміні кількості працюючих циліндрів відбувається компенсація падіння частоти обертання колінчастого вала двигуна за рахунок додавання кількості кроків РХХ. При справному РХХ процес компенсації падіння частоти обертання двигуна відбувається миттєво і утримується на рівні частоти холостого ходу. Цей діагностичний параметр дуже чутливий до зміни технічного стану РХХ і з високою вірогідністю дозволяє визначати його технічний стан.

УДК 656.072

АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНОГО ПОТОКУ НА ВУЛИЦЯХ ЗІ СМУГАМИ ДЛЯ МІСЬКОГО ГРОМАДСЬКОГО ТРАНСПОРТУ

ANALYSIS OF TRAFFIC FLOW INDICATORS ON THE STREETS WITH LANES FOR URBAN PUBLIC TRANSPORT

Романа Бура, Юрій Купенко, Михайло Плесак

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

Important task during the justification of the expediency of allocation the lanes for urban public transport is investigation of traffic flow indicators with the aim to determine the existing and perspective level of transport service quality on these lanes, and also lanes that serve general traffic flow.

В умовах сучасних міст, де інтенсивність руху постійно зростає, важливим завданням є покращити транспортне обслуговування міським громадським транспортом (МГТ). Таке завдання реалізуються кількома способами: надання пріоритету МГТ на регульованих перехрестях шляхом впровадження активного керування в адаптивних системах автоматизованого управління світлофорною сигналізацією; облаштування відокремлених смуг руху для МГТ; виділення окремих вулиць для МГТ. Реалізація першого способу часто не дає бажаного результату, оскільки МГТ знаходиться у смузі загального транспортного потоку, показники якого стають характерними і для автобусів, тролейбусів або трамваїв. Суть активного керування полягає в тому, що детектор фіксує транспортний засіб МГТ, змінює заборонний сигнал на дозволяючий у напрямку, де він знаходиться, проте перед ним існує черга з інших транспортних засобів потоку, через яку затримки в русі не уникають.

Облаштування відокремлених смуг руху для МГТ часто є рішенням компромісним, оскільки в умовах міста досить часто важко знайти вільну площу, щоб мати змогу розширити проїзну частину. Тому для такого заходу одну з існуючих смуг виокремлюють та обмарковують як таку, яка призначена виключно для обслуговування МГТ. З погляду забезпечення оптимальних швидкостей переміщень пасажирських потоків доцільно впроваджувати такі відокремлені смуги на всій протяжності маршруту МГТ, проте на тих ділянках вулично-дорожньої мережі, де забезпечується достатній рівень швидкісного режиму таке рішення часто важко обґрунтувати. Виходячи з цього, важливим завданням є розроблення критеріїв, за допомогою яких можна було б чітко встановити, на якій ділянці маршруту МГТ, виходячи з показників дорожнього руху, доцільно вводити для нього відокремлені смуги, або ж навіть передбачати для його руху окремі вулиці. Останнє важко реалізувати в умовах сформованої забудови та рівномірного розподілу населення територією міста.

Повертаючись до завдання розроблення критеріїв обґрунтування доцільності облаштування відокремлених смуг для МГТ, необхідно пам'ятати, що єдиною цільовою функцією тут є забезпечення достатнього рівня швидкості та безпеки руху під час перевезення пасажирів. Відповідно одним з основних критеріїв є мінімізація затримки на маршрутах МГТ. Якщо на ділянці маршруту забезпечиться достатній рівень середньої експлуатаційної швидкості руху транспортних засобів МГТ, то передбачати окрему смугу для нього недоцільно. Якщо ж такі швидкості набувають надто низьких значень і умови руху близькі до затору, то виникає потреба у відокремленні МГТ від загального потоку й надання йому пріоритету.

У цій роботі наведено результати дослідження інтенсивності та середньої миттєвої швидкості руху на трьох ділянках проспекту Свободи у місті Львові, де передбачено відокремлену смугу для МГТ (рис. 1 та рис. 2). Аналізуючи рис. 2 видно, що у крайній правій смузі, яка передбачена лише для руху міського громадського транспорту, значну частку складають приватні автомобілів, а у середній та крайній лівій смузі є автобуси. Таке явище пов'язане з тим, що обидві групи учасників руху бажають здійснити маневр повороту на прилеглі вулиці. Саме ці маневри і є однією з основних проблем під час облаштування відокремлених смуг руху для міського громадського транспорту. На

ділянці 2 бачимо нехарактерну відсутність автобусів у відокремленій смузі. Це пояснюється наявністю тут місць паркування з недосконалим управлінням.



Рис. 1. Досліджувані ділянки проспекту Свободи у місті Львові

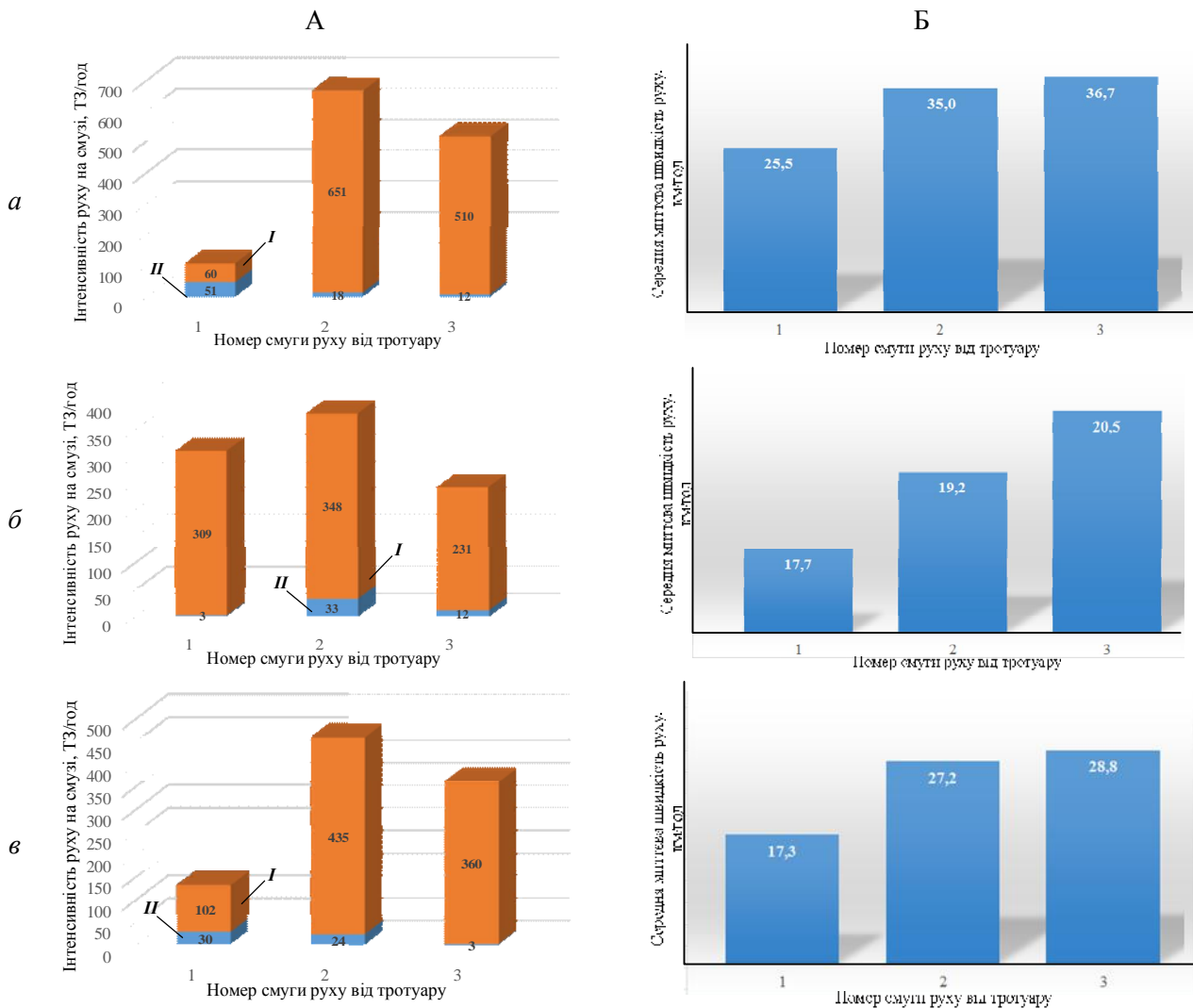


Рис. 2. Результати досліджень інтенсивності (А) та швидкості (Б) руху на ділянках 1 (а), 2 (б) та 3 (в) проспекту Свободи у місті Львові: I – легкові автомобілі; II – автобуси

Результати вимірювань миттєвої швидкості руху відрізняються між смугами, де у потоках з більшою однорідністю вони також зростають. До того ж на значення миттєвої швидкості впливає довжина перегону. Відповідно за довжини перегону 90 м середня миттєва швидкість у смузі 1 (від тротуару) – 17,7 км/год; 2 – 19,24 км/год; 3 – 20,5 км/год; за довжини 140 м відповідно 17,3 км /год; 27,2 км/год; 28,8 км/год; за довжини 364 м відповідно 25,5 км/год; 34,9 км/год; 36,7 км/год. Як видно з результатів вимірювань немає кореляції у крайній правій смузі, що зумовлено паркуванням та наявністю зупинок МГТ.

Якщо провести вимірювання миттєвих швидкостей та інтенсивності руху на всіх ділянках маршруту, визначити середню експлуатаційну швидкість МГТ, то можна встановити первинні критерії, виходячи з яких можна стверджувати про обґрунтованість рішення щодо створення відокремленої смуги для МГТ для існуючого або прогнозованого періодів.

УДК 629.341

ВИБІР ТЯГОВИХ АКУМУЛЯТОРНИХ БАТАРЕЙ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ МАЛОЇ ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ

SELECTION OF TRACTION BATTERIES FOR PERSPECTIVE ELECTRIC CARS OF LIGHT CAPACITY

Станіслав Войтків

*Науково-технічний центр "Автополіпром",
вул. Городоцька, 174, м. Львів, 79022, Україна*

Choosing the types of traction batteries for low-capacity electric vehicles is far from easy task, since in various works on this topic are given recommendations related to passenger electric vehicles. Unlike the requirements for a traction battery for cars - the minimum mass with the required large capacity - for the traction battery of low-capacity electric vehicles the defining terms are the period of performance and cost.

У конструкціях тягових приводів сучасних електромобілів малої вантажопідйомності (400 – 1000 кг) повною масою 1500 – 2500 кг застосовуються кілька типів тягових акумуляторних батарей (АКБ), серед яких:

Ø свинцево-кислотні АКБ в одному із двох варіантів:

- "Lead Acid" – батареї з рідким сірчаноокислим електролітом, які виготовляються обслуговуваними LA або необслуговуваними SLA (*Sealed Lead Acid - герметизована свинцево-кислотна батарея*);

- VRLA (*Valve Regulated Lead Acid – свинцево-кислотні з регулювальним клапаном*) батареї, що мають сірчаноокислий електроліт у вигляді гелю;

Ø літій-залізо-фосфатні батареї – LiFePO₄.

Тягові АКБ типу VRLA у залежності від конструкції та стану сірчаноокислого електроліту поділяються на наступні підтипи:

Ø VRLA AGM (*Absorbed Glass Mat*) – необслуговувані АКБ, оптимізовані для циклічного режиму роботи, у яких сірчаноокислий електроліт абсорбований пористим сепаратором, виготовленим із боросилікатного скла;

Ø VRLA GEL (*"Gel cell"*) – необслуговувані АКБ, оптимізовані для циклічного режиму роботи, у яких сірчаноокислий електроліт знаходиться у гелеподібному стані;

Ø OPzV – герметизовані, необслуговувані, з сірчаноокислотним гелеподібним електролітом;

Ø OPzS – малообслуговувані, з сірчаноокислотним рідким електролітом.

Зрозуміло, що кожен з наведених типів тягових АКБ має як відповідні переваги, так і властиві йому недоліки. Очевидно, що на стадії розроблення ескізних пропозицій зі створення перспективних електромобілів малої вантажопідйомності достатньо важко вибрати оптимальний варіант застосування тягової АКБ конкретного типу без проведення трудомістких розрахунків. Хоча у багатьох роботах, наприклад [1 – 2], й розглянуті переваги і недоліки тягових АКБ різних типів, але стосуються вони їх застосування у електричних тягових приводах легкових електромобілів, для яких основними параметрами являються мінімальна маса блоків АКБ і великі автономні пробіги (не менше 200 км). А для електромобілів малої вантажопідйомності маса АКБ не є визначальною, величина достатнього автономного пробігу не перевищує 100 км, зате дуже важливим параметром є відносна циклічна вартість АКБ, яка враховує термін експлуатації та вартість блоків АКБ необхідної ємності.

Отже, оптимізація вибору типу і параметрів блоків тягових АКБ на стадії розроблення ескізних пропозицій зі створення перспективних електромобілів малої вантажопідйомності повинна базуватися на наступних визначальних характеристиках:

- Ø кількості циклів розрядження-зарядження при відповідному коефіцієнті розряду АКБ;
- Ø вартості блоків тягових АКБ однакової робочої ємності.

Параметри мас і вартості тягових АКБ різних типів та блоків АКБ сумарною ємністю 300 А·год. і робочою напругою 48 В для живлення тягового приводу проєктованих електромобілів наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Аналіз параметрів мас і вартості тягових АКБ різних типів

Найменування параметра	Тип тягових АКБ				
	Lead Acid FLA	OPzS	VRLA AGM	VRLA GEL	LiFePO ₄
Модель тягової АКБ	Troyan J305E-AC	EvexExceed TER 12-150	Volta bikes 6DZM20	Deep Cycle 12-100G	Victron Energy LFP- GB 60
Параметри однієї АКБ:					
- напруга, В	6	12			12
- ємність, А·год.	305	150	20	100	60
- маса, кг	38,0	38,5	12,0	33,0	12,0
- коефіцієнт розряду при циклах заряджання	0,8/ 600	0,8/ 1500	0,8/ 500	0,8/ 1000	0,8/ 3500
Параметри блоку АКБ:					
- кількість окремих АКБ, шт.	8×1=8	4×2=8	4×15=60	4×3=12	4×5=20
- робоча напруга, В	48				
- сумарна ємність АКБ, А·год	305	300			
- маса блоку АКБ, кг.	304,0	308,0	418,2	396,0	240,0
Економічні параметри:					
- вартість одного АКБ, грн.	12279	15137	1125	11864	30210
- вартість блоку АКБ, грн.	98232	121096	67500	142368	604000
- циклічність заміни АКБ	5,33	2,33	7	3,5	1
- сумарна вартість, грн.	573020	282553	472500	498288	604000

Аналіз отриманих результатів показує, що найбільш ефективними для застосування у конструкціях перспективних електромобілів з наведених у табл. 1 тягових АКБ є АКБ типу OPzS.

Вибір типів тягових АКБ конкретних моделей різних виробників для електромобілів з однаковою повною масою доцільно здійснювати на основі коефіцієнту ефективності блоків АКБ:

$$k_{e_{акб}} = \frac{C_{акб} \times U_p}{E_t \times k_p \times z_p \times U_i \times T_p \times L_{ax}}, \quad (1)$$

де $C_{акб}$ – вартість однієї АКБ, грн.; U_p – задана робоча напруга блока АКБ, В; U_i – напруга однієї АКБ, В; E_t – ємність однієї АКБ при відповідному часі розряду, А·год.; k_p – коефіцієнт розряду; z_p – кількість циклів розряду при відповідному коефіцієнті; T_p – кількість робочих днів за рік; L_{ax} – щоденний автономний пробіг, км.

Коефіцієнти ефективності тягових АКБ, параметри яких вказані у табл. 1, для 300 робочих днів зі щоденним автономним пробігом 100 км наведені у табл. 2.

Таблиця 2

Аналіз ефективності тягових АКБ різних типів різних виробників

Найменування параметра	Тип тягових АКБ				
	Lead Acid FLA	OPzS	VRLA AGM	VRLA GEL	LiFePO ₄
Модель тягової АКБ	Troyan J305E-AC	EvexExceed TER 12-150	Volta bikes 6DZM20	Deep Cycle 12-100G	Victron Energy LFP- GB 60
Коефіцієнт ефективності АКБ, грн./А·год·км	0,224×10 ⁻⁴	0,112×10 ⁻⁴	0,187×10 ⁻⁴	0,198×10 ⁻⁴	0,240×10 ⁻⁴

На стадії розроблення перших ескізних пропозицій по проєктованих електромобілях малої вантажопідйомності для вибору типу тягових АКБ можна застосовувати спрощений вираз, який враховує лише технічні параметри та характеристики конкретних моделей АКБ, заявлені заводами-виробниками

$$k_{e_{акб}} = \frac{C_{акб} \times n_u}{E_t \times k_p \times z_p}, \quad (2)$$

де n_u – кількість окремих АКБ для досягнення заданої робочої напруги.

$$n_u = \frac{U_p}{U_i}. \quad (3)$$

При виборі АКБ з умови необхідності регулярного обслуговування тягових АКБ типу OPzS видається доцільним застосування АКБ типів VRLA AGM або VRLA GEL. Крім того, необхідно враховувати, що, як показують аналітичні дослідження тягових батарей одного типу того ж виробника, коефіцієнт їх ефективності зростає на (0,0025 – 0,0030)×10⁻⁴ грн/А·год·км при збільшенні ємностей АКБ на 1 А·год., а також те, що коефіцієнти ефективностей тягових АКБ одного типу різних виробників різняться до 30 %.

1. Аргун Щ.В. Визначення найбільш ефективних тягових джерел струму для електромоторів/ Щ.В. Аргун// Автомобільний транспорт. – 2017. - Вып. 41. – С. 11-22. 2. Сопіга М.В., Толочко О.І. Аналітичний огляд автономних джерел живлення, що застосовуються у тяговому електроприводі електромобілів/ М.В. Сопіга, О.І. Толочко// Сучасні проблеми електроенергетичної та автоматики. – 2018. – С. 297-301.

**КОМПОНУВАЛЬНІ СХЕМИ ПЕРСПЕКТИВНИХ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ МАЛОЇ
ВАНТАЖОПІДЙОМНОСТІ**

LAYOUT SCHEMES OF PROMISING ELECTRIC VEHICLES OF LOW LIFTING CAPACITY

Станіслав Войтків

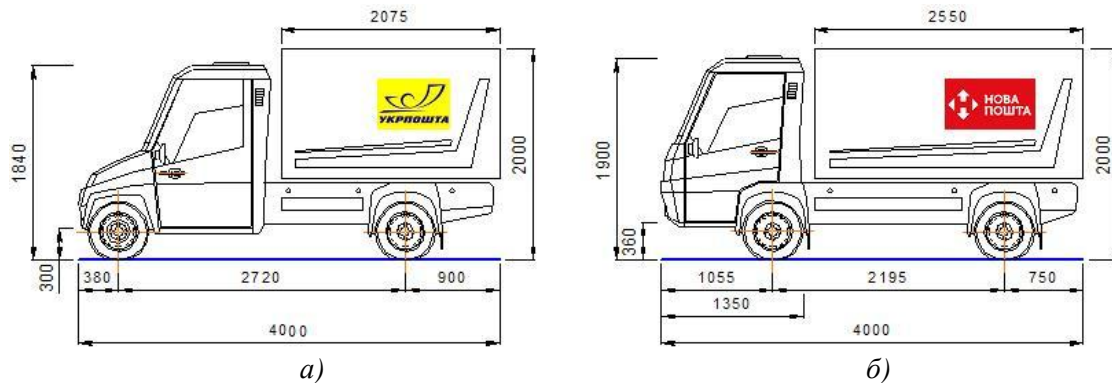
*Науково-технічний центр "Автополіпром",
вул. Городоцька, 174, м. Львів, 79022, Україна*

Electric light-duty vehicles, which are produced in many countries of the world, are designed according to one of two layout schemes - with the driver's cabin or behind the front axle ("CbA" scheme) or above the front axle ("CoA" scheme. Proposed new layout with the cabin in front of the front axle ("CfA" scheme) with the combined advantages of the previous schemes provides the possibility of creating promising competitive electric vehicles.

У багатьох країнах світу все більшого застосування набувають електромобілі малої вантажопідйомності (400 – 1000 кг) повною масою 1500 – 2500 кг (рис. 1). Їх виробництвом займаються кілька десятків європейських та американських фірм, розміщених у Бельгії, Данії, Іспанії, Італії, Німеччині, Польщі, Франції, Канаді, США, а також багато фірм у Китаї, Індії та у інших країнах. Створення конструкцій та організація дрібносерійного виробництва перспективних конкурентоспроможних електромобілів малої вантажопідйомності є одним з актуальних завдань вітчизняного автомобілебудування.

Сучасні електромобілі малої вантажопідйомності спроектовані за двома компоновальними схемами за взаємним розміщенням переднього керованого моста та кабіни водія (рис. 1):

- Ø схема "CbA" (*cabin behind a axle*) – кабіна за переднім керованим мостом;
- Ø схема "CoA" (*cabin over a axle*) – кабіна над переднім керованим мостом.



*Рис. 1. Компоновальні схеми електромобілів малої вантажопідйомності:
а – схема "CbA"; б – схема "CoA"*

Кожна з наведених компоновальних схем має як переваги, так і недоліки. Схема "CbA" характеризується нижчим рівнем підлоги (сходинок) у кабіні водія, зручнішим входом – виходом з кабіни, меншою габаритною висотою по кабіні. До недоліків розвізних електромобілів, створених за цією схемою, належать більша колісна база, що погіршує маневреність, та менша довжина кузова-фургона при однаковій габаритній довжині електромобілів. Електромобілі з кабіною над керованим мостом (схема "CoA") вирізняються кращою маневреністю та довшим кузовом-фургонем, а відтак, і більшим його об'ємом, але й дещо гіршими умовами входу – виходу з кабіни.

Керівники деяких поштових фірм України (майбутніх споживачів) висунули свої вимоги до перспективних електромобілів для забезпечення їхніх потреб, які передбачають при аналогічній габаритній довжині (4,0 м) високу маневреність, максимально велику площу завантаження при габаритній ширині кузова-фургона 1,4 м, вантажопідйомність не менше 400 кг та зручність посадки-висадки з кабіни не гіршу за ту, яку забезпечує схема "CbA". Реалізація висунутих вимог видається можливою за умови застосування ще однієї компоновальної схеми – "CfA" (*cabin in front of a axle*) – кабіна перед переднім керованим мостом (рис. 2).

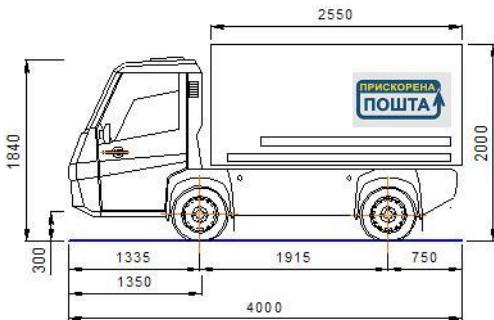


Рис. 2. Компоновальна схема "CfA" електромобілів малої вантажопідйомності

Порівняльний аналіз розмірних параметрів розвізних автомобілів-фургонів, ескізні пропозиції яких розроблені за трьома різними компоновальними схемами, наведений у табл. 1.

Таблиця 1

Аналіз параметрів електромобілів, розроблених за різними компоновальними схемами

Найменування параметра	Компоновальна схема		
	CbA	CoA	CfA
Габаритна довжина, м	4,00		
Габаритна висота по кабіні, м	1,84	1,90	1,84
Колісна база, м	2,720	2,195	1,915
Звис передній, м	0,38	1,055	1,335
Довжина кабіни водія, м	1,825		1,35
Висота підлоги (сходинок) у кабіні водія, м	0,30	0,36	0,30
Довжина кузова-фургона, м	2,075		2,55
Об'єм кузова-фургона при ширині 1,4 м і висоті 1,2 м, м ³	3,486		4,284
Радіус повороту при куті повороту колеса керованого моста 52 град.	4,51	4,33	4,19

Оцінка технічного рівня розвізних автомобілів-фургонів, ескізні пропозиції яких розроблені за трьома різними компоновальними схемами, наведена на рис. 3 й у табл. 2.

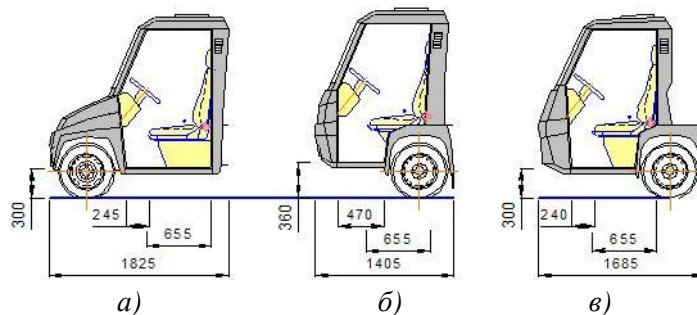


Рис. 3. Розмірні параметри проїм дверей водія кабіни електромобілів малої вантажопідйомності: а – схема "CbA"; б – схема "CoA"; в – схема "CfA"

Оцінка технічного рівня електромобілів, розроблених за різними компоувальними схемами

Компоувальна схема	Габаритна висота по кабіні, м	Довжина кабіни, м	Висота підлоги у кабіні водія, м	Об'єм кузова-фургона, м ³	Радіус повороту, м	Вхід-вихід із кабіни
СbA – кабіна за мостом	+		+			+
CoA – кабіна над мостом		+		+		
CfA – кабіна перед мостом	+	+	+	+	+	+

Примітка: Знаком "+" відмічені найкращі однакові показники відповідних параметрів електромобілів

Запропонована компоувальна схема забезпечує створення перспективних конкурентоспроможних електромобілів малої вантажопідйомності, оскільки їх конструктивні та експлуатаційні показники кращі за усіма розглянутими технічними параметрами та експлуатаційними характеристиками.

Крім цього, застосування запропонованої компоувальної схеми забезпечує можливість створення уніфікованих електромобілів за усіма можливими колісними формулами, тобто: 4×2.1з (із заднім приводним мостом), 4×2.1п (з переднім керовано-привідним мостом) та 4×4.1 (повнопривідний електромобіль). На основі уніфікованих шасі електромобілів з різними колісними формулами можливе створення оптимізованих конструкцій електромобілів різного функціонального призначення, обладнаних різними кузовами або різними робочими механізмами.

УДК 621.4.001

HARD-SOFT-ТЕХНОЛОГІЯ ІДЕНТИФІКАЦІЇ ПЕРЕБІГУ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ В ДВИГУНІ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

HARD-SOFT-TECHNOLOGY OF IDENTIFICATION OF THE WORKING PROCESS IN A INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Петро Гащук¹, Сергій Нікіпчук²

¹Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська 35, м. Львів, 79007, Україна;

²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The combination on natural and virtual approaches to the modeling of processes that occur in the internal combustion engines enables to increase considerably the information support of engines design processes. This approach can be named the hard-soft-technology of comprehension. The aim is to specify the principles of rational combination of natural and virtual modeling environments into a united system employing, in this way, the hard-soft-technology of operating process modeling in the internal combustion engines.

Теплотворення й теплопередачу в двигунах внутрішнього згорання (ДВЗ) зазвичай досліджують або засобами безпосереднього вимірювання (де аж ніяк не обійтися й без модельних

уявленень), або за допомогою модельних розрахунків (де аж ніяк не обійтися й без експериментальної інформації). Але цілком природним було б безпосереднє поєднання засобів експериментування та засобів модельних розрахунків.

Технологічне поєднання натурності та віртуальності в моделюванні процесів, що перебігають у двигуні, відображає наведена на рис. 1 узагальнена схема.

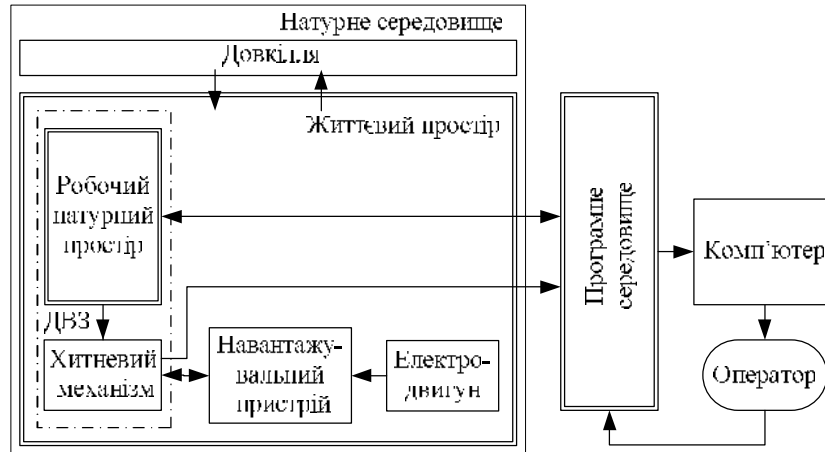


Рис. 1. Схема натурно-програмного модельного середовища

Власне сам модельний робочий простір занурено у реальний ДВЗ, який поєднує в собі всі системи, здатні забезпечити нормальну активність робочого простору. Двигун разом з модельним робочим простором, своєю чергою, занурений у власний життєвий простір, до якого належать навантажувальний пристрій, електричний двигун та вся сенсорна система. Перелічене разом – це так зване натурне середовище, яке зобов'язане «спілкуватись» з програмним середовищем: все, що не може або не вміє «сказати» натурне середовище, зобов'язане через комп'ютер «доповісти» програмне середовище, і навпаки.

Життєвий простір двигуна повинен бути підвладним керуванню – кондиціюватись через зв'язок з довіллям, аби можна було імітувати різні зовнішні експлуатаційні умови функціонування робочого простору ДВЗ. Програмне середовище підвладне тій чи іншій програмі, тому чи іншому алгоритмові, які увібрали в себе найнадійніші здобутки теорії та емпірії. Власне програмне середовище визначає структуру та функції натурального середовища.

Модельний робочий простір обслуговують (рис. 2): повітряний фільтр $\Phi_{пв}$; компенсаційний об'єм K ; лічильник кількості повітря $Л_{пв}$; паливний резервуар $ПР$; паливна помпа $ПП$; паливний фільтр $\Phi_{пп}$; лічильник споживаного палива $Л_{пл}$; карбюраторний пристрій $Кб$; програмне середовище; оператор O . Засобами спілкування програмного середовища та модельного робочого простору є інформація про зміну тиску p робочого тіла, температурних параметрів T , положення колінчастого вала ϕ , коефіцієнт надлишку повітря λ тощо-тощо. В такому разі модельна система перетворюється на матеріально-алгоритмічну. Результати вимірювань надсилаються на сервер.

Для моделювання теплових явищ, що перебігають у циліндрах двигуна, застосовано у різних формах систему трьох описів: рівняння закону збереження енергії, рівняння закону збереження речовини (матерії) і рівняння термодинамічного стану робочого тіла. Та загалом «інтегрувати», якщо можна так казати, цю систему рівнянь хоч у якій формі бездоганно може лише реальність. І справді, «запрошуючи» частинку реальності в модель, за будь-яких умов у рамках будь-якої теорії (формальної парадигми) отримуватимемо обов'язково кращий результат пізнання властивостей двигуна.

Разом з тим, не існує засобів бездоганного вимірювання тисків, температур та й усього іншого. А тому на допомогу приходять віртуальні модельні засоби розкриття змісту інформації, добутої за допомогою експериментального інструментарію.

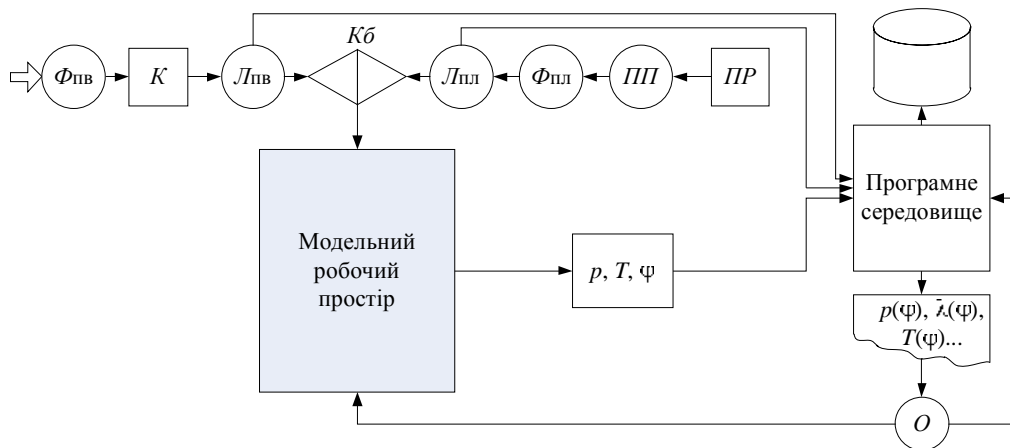


Рис. 2. Схема активізації модельного середовища

Відтак гармонійне поєднання натурального модельного і віртуального модельного в рамках будь-якої парадигми дозволяє поглибити пізнання закономірностей продукування механічної енергії в тепловому двигуні.

Виходячи з загального, в значній мірі теоретичного, опису теплопередачі і спираючись на рівняння теплопередачі Ньютона та теорії подібності, тим не менш, коли заходить мова про адекватне оцінювання тепловіддачі через стінки робочого простору двигуна, доводиться, зокрема, вдаватися до коректувальних дій, здійснених тільки за допомогою безпосередніх вимірювань. Саме безпосередні вимірювання в натурному середовищі температурних параметрів робочого простору двигуна створюють інформаційну основу для теоретичних узагальнень у віртуальному середовищі. Приміром, коефіцієнт конвективної тепловіддачі – в натурному середовищі лише абстракція, без якої, однак, не обійтись у віртуальному середовищі. Та оцінювати таку теоретично значущу величину доводиться непрямыми «реальними» вимірюваннями.

Запропонована hard-soft-технологія ідентифікації перебігу робочого процесу в ДВЗ дозволяє добувати корисну для конструкторів інформацію принципово вищого рівня якості, яку не можна досягнути традиційними суто експериментальними чи суто аналітичними засобами.

УДК 621.43.016

ВПЛИВ ЗМІНИ РОЗМІРІВ ЦИЛІНДРІВ ДВЗ НА РОЗГОННІ ВЛАСТИВОСТІ АВТОМОБІЛЯ

IMPACT OF I.C.E CYLINDERS DIMENSIONS CHANGES UPON THE ACCELERATING PROPERTIES OF THE CAR

Густав Гудз, Михайло Глобчак, Олег Коцюмбас, Микола Осташук

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The comparative analytical calculation of the duration and the path of the category 2 car with the nominal and enhanced diameters of engines cylinders, caused by repairment activities, is conducted.

Відомо, що найбільш поширеним методом підвищення ресурсу ДВЗ є відновлення їхніх циліндрів способом розточування до ремонтних розмірів. Він передбачає збільшення діаметрів циліндрів, що призводить до зменшення їхньої товщини стінок, й тим самим до зміни

температурного режиму двигуна в цілому, який визначає стабільність робочих показників ДВЗ. Крім цього, збільшення діаметрів циліндрів впливає на тягово-швидкісні показники автомобілів.

Оцінку динаміки розгону автомобіля найчастіше завершують пошуком залежностей швидкості руху від тривалості та швидкості руху від подоланого шляху при розгоні. Базовою для їх визначення є вже отримана функція пришвидшення від швидкості. Задачу вирішують за різних припущень [1, 2]: горизонтальна ділянка дороги, мале значення коефіцієнта опору коченню, усереднена тривалість перемикання передач тощо. Перші дві умови логічно прийняти такими, що зазначені в початкових даних, оскільки для них залежність пришвидшення вже розрахована та побудована графічно. Теоретично тривалість та шлях розгону визначені з умови миттєвого перемикання передач у найбільш сприятливий момент без зменшення швидкості під час перемикання. Найбільш сприятливим моментом вважають точку перетину пришвидшень на сусідніх передачах (якщо така є, наприклад, першої та другої) або точку $v_{u(i-1) \max}$ при перемиканні з $(i-1)$ -шої на i -ту передачу, якщо лінії пришвидшень не перетинаються. Врахування втрати швидкості та аналіз відповідних значень пришвидшень у процесі перемикання з першої на другу передачу дають підставу стверджувати, що найбільш сприятливим для даного випадку також є перемикання за $v_{u1} = v_{u1 \max}$.

Розглядалися тривалість та шлях розгону до певної швидкості: для легкових автомобілів – 100 км/год, а вантажних – 60 км/год [2]. Існують аналітичні методи розв'язування [3, 4], проте за певних обмежень, наприклад, сталих значень коефіцієнту опору коченню f_k , ККД трансмісії h_t або без врахування коефіцієнта пришвидшення обертових мас d . Тому для більш коректного розв'язання цієї задачі обрано інтегрування числовими методами [1, 2]. Вважається, що у невеликих інтервалах швидкостей $\Delta v_i = v_i - v_{i-1}$ пришвидшення руху автомобіля є сталим і становить $0,5 \cdot (j_{i-1} + j_i)$. Тривалість розгону в кожному інтервалі визначають за законом руху зі сталим пришвидшенням, а загальний теоретичний час від $v = 0$ до обраного значення v_a — додаванням тривалості в інтервалах:

$$\Delta t_i = \frac{2 \cdot (v_i - v_{i-1})}{3,6 \cdot (j_{i-1} + j_i)}, \text{ с};$$

$$t = \sum_{i=1}^n \Delta t_i = \sum_{i=1}^n \frac{2 \cdot (v_i - v_{i-1})}{3,6 \cdot (j_{i-1} + j_i)}, \text{ с},$$
(1)

Величину шляху в інтервалі зміни швидкості від v_{i-1} до v_i також отримують відповідно до прийнятого припущення, а загальну теоретичну довжину шляху розгону з місця до вибраного значення v_a — додаванням довжин шляхів, подоланих впродовж інтервалів Δt_i :

$$\Delta s_i = \frac{v_{i-1} + v_i}{2 \cdot 3,6} \cdot \Delta t_i, \text{ м};$$

$$s = \sum_{i=1}^n \Delta s_i = \sum_{i=1}^n \frac{v_{i-1} + v_i}{2 \cdot 3,6} \cdot \Delta t_i, \text{ м}.$$
(2)

Втрата швидкості впродовж перемикання [2]

$$\Delta v_{\Pi} = g \Psi \frac{t_{\Pi}}{d_{\Pi}}, \text{ м/с};$$

$$\Delta v_{\Pi} = \frac{g \Psi}{3,6} \cdot \frac{t_{\Pi}}{d_{\Pi}}, \text{ км/год},$$
(3)

де t_{π} — тривалість перемикання, $t_{\pi} = 0,8 \dots 1,5$ с, прийнято $t_{\pi} = 1,2$ с; $d_{\pi} = 1,0355$ — стала складова коефіцієнтів урахування пришвидження обертових мас.

У доповіді наведені результати порівняльних розрахунків за формулами (1) – (3) тривалості та шляху розгону автомобіля з номінальними та збільшеними діаметрами циліндрів двигуна, з яких можна зробити висновок, що тривалість та шлях розгону до певного значення швидкості автомобіля категорії N_2 за використання відновлених циліндрів зменшиться. Порівнянням цих показників встановлено, що на перших трьох передачах домінуючим згідно з розрахунками є вплив обертового моменту двигуна та зменшення швидкості після перемикань на кожен вищу передачу. Тривалість рушання з місця до швидкості v_{\min} зменшилась на 4,7 %; далі спостерігається практично стала різниця на кожній з передач між відповідними показниками: 4,0 – 4,7 % на першій; від 2,4 % для шляху або 3,2 % для тривалості розгону до 3,7 % на другій; 3 – 4,4 % на третій. Це пояснюється повільним темпом зростання та відносно незначним впливом сил опору коченню та повітря у даних діапазонах швидкостей до 50 км/год.

1. Бортницкий П. И. Тягово – скоростные качества автомобилей / П. И. Бортницкий, В. И. Задорожный. – К.: Вища школа, 1978. – 176 с. 2. Гришкевич А. И. Автомобили: Теория / А. И. Гришкевич. – Минск, Высшая школа, 1986. – 208 с. 3. Reza N. Jazar. Vehicle dynamics: Theory and applications. / Reza N. Jazar. – Manhattan: Springer Science+Business Media, LLC, 2008. – 1036 p. 4. Литвинов А. С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств/ А. С. Литвинов, Я. У. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

УДК 629.113

ДОСЛІДЖЕННЯ УДОСКОНАЛЕНОЇ ТЕПЛОВОЇ МОДЕЛІ АВТОМОБІЛЬНОГО БАРАБАННОГО ГАЛЬМОВОГО МЕХАНІЗМУ

THE PRINCIPLE OF BUILDING ADVANCED THERMAL MODEL OF TRUCK BRAKE DRUM MECHANISM

Михайло Глобчак¹, Галина Гарматій², Олег Дацюк¹, Павло Будзин¹

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

²Інститут прикладних проблем механіки і математики імені Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Наукова, 3-б, м. Львів, 79060, Україна

In studies thermal load drum brakes mechanisms compromised the possibility of heat transfer to the hub. It is proposed to explore the progressive model that will provide more accurate temperature values of elements of the brake mechanism.

У роботі міського та міжміського в гірських умовах транспорту водію в процесі руху приходится доволі часто застосовувати робоче гальмо, що призводить до значного нагрівання барабанів, а, отже, і до збільшення теплонавантаження на гальмівні механізми, і, як результат, падіння ефективності гальм.

Донедавна в процесі дослідження температурного стану гальмового механізму барабанного типу здебільшого в якості об'єкта дослідження розглядались лише безпосередньо барабан та колодка з накладкою, а це зводило нанівець саму можливість перетікання теплоти до маточини колеса та надалі в навколишнє середовище.

Враховуючи конструкцію гальмового механізму з метою виявлення зменшення його температури доцільно провести дослідження на моделі, яка включає в себе наступні елементи: колодку, накладку власне барабан, перехідник та маточину [2].

У цій моделі, як уже передбачалось в [2], створені умови теплопередачі до двох проміжних елементів – перехідника та маточини. Наявність такого зв'язку між елементами, що володіють високою теплопровідністю та значним контактом з охолодним середовищем (повітрям) цілком передбачливо призведе до зменшення температури в робочій зоні гальма.

Для врахування впливу вказаної вище зміни на тепловий стан гальма доцільно досліджувати процес на основі математичної моделі (рис. 1) [2], яку, на наш погляд, найзручніше розглядати у двох системах координат: декартовій та циліндричній.

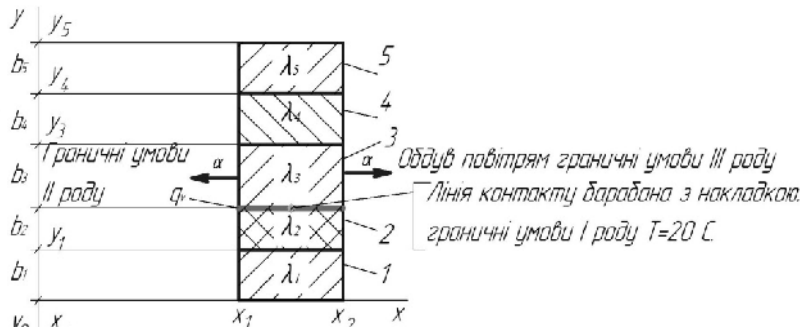


Рис.1. Математична модель: 1 – колодка, 2 – накладка гальмівна, 3 – барабан гальмівний, 4 – перехідник, 5 – маточина; $b_1...b_5$ – товщини, відповідно, колодки, накладки, барабана, перехідника і маточини; α – коефіцієнт теплопередачі в повітря; $\lambda_1... \lambda_5$ – коефіцієнти теплопровідності, відповідно, колодки, накладки, барабана, перехідника і маточини

Задача теплопередачі відноситься до задач нестационарної теплопровідності зі змінними теплофізичними характеристиками.

У циліндричній системі координат (r, φ, z) рівняння нестационарної теплопровідності з врахуванням залежностей від температури теплофізичних характеристик матеріалів ($I_t(t)$ і $c_r(t)$) у двовимірній постановці матиме вигляд:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left[r \cdot I_t^{(i)}(t) \frac{\partial t_i}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[I_t^{(i)}(t) \frac{\partial t_i}{\partial z} \right] = c_r^{(i)}(t) \frac{\partial t_i}{\partial t} \rightarrow (i=1...5); \quad I_t^{(i)}(t) \frac{\partial t_i}{\partial r} \Big|_{r=r_1} = q;$$

$$I_t^{(i)}(t) \frac{\partial t_i}{\partial r} \Big|_{r=r_2} + a_i (t_{i|r=r_2} - t_c) = 0; \quad \frac{\partial t_1}{\partial z} \Big|_{z=z_0} = 0; \quad I_t^{(i)}(t) \frac{\partial t_i}{\partial z} \Big|_{z=z_i} = I_t^{(i+1)}(t) \frac{\partial t_{i+1}}{\partial z} \Big|_{z=z_i} \rightarrow (i=1;3;4),$$

$$t_{i|z=z_i} = t_{i+1|z=z_i};$$

$$I_t^{(2)}(t) \frac{\partial t_2}{\partial z} \Big|_{z=z_2} = I_t^{(3)}(t) \frac{\partial t_3}{\partial z} \Big|_{z=z_2} + q; \quad t_i \Big|_{t=0} = t_p.$$

У декартовій системі координат (x, y, z) у двовимірній постановці нестационарна задача теплопровідності матиме вигляд:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[I_t^{(i)}(t) \frac{\partial t_i}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[I_t^{(i)}(t) \frac{\partial t_i}{\partial y} \right] = c_r^{(i)}(t) \frac{\partial t_i}{\partial t}; \quad t_{i|y=y_i} = t_{i+1|y=y_i} \rightarrow (i=1...4);$$

$$I_t^{(i)}(t) \frac{\partial t_i}{\partial y} \Big|_{y=y_i} = I_t^{(i+1)}(t) \frac{\partial t_{i+1}}{\partial y} \Big|_{y=y_i} \rightarrow (1;3;4); \quad I_t^{(2)}(t) \frac{\partial t_2}{\partial y} \Big|_{y=y_2} = I_t^{(3)}(t) \frac{\partial t_3}{\partial y} \Big|_{y=y_2} + q;$$

$$I_t^{(i)}(t) \frac{\partial t_i}{\partial x} \Big|_{x=x_1} = q; \quad I_t^{(i)}(t) \frac{\partial t_i}{\partial x} \Big|_{x=x_2} + a (t_{i|x=x_2} - t_c) = 0,$$

$$t_i|_{t=0} = t_p; \quad \frac{\partial t_1}{\partial y}|_{y=y_0} = 0; \quad \frac{\partial t_5}{\partial y}|_{y=y_5} = 0;$$

де t_i – температура i -го шару; t – час; $I_r^{(i)}(t)$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу i -го шару; $c_r^{(i)}(t)$ – об'ємна теплопровідність матеріалу i -го шару; q – тепловий потік; a_i – коефіцієнт теплообміну з поверхні $x = x_2$; t_c – температура середовища на поверхні $x = x_2$; t_p – задана температура в початковий момент часу.

Для подальшого дослідження для нас раціональною буде робота у циліндричній системі координат (1), що дозволить з достатньою точністю змодельовати на установці «Фур'є - 2» тепловий процес за розробленою математичною моделлю та дослідити температурний стан барабанного гальмового механізму.

1. Гудз Г.С. Температурные режимы фрикционных узлов автотранспортных средств / Г.С. Гудз. - Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. - 139 с. 2. М. Глобчак, Г. Гарматій, О. Дацюк Принцип побудови удосконаленої теплової моделі автомобільного барабанного механізму//13-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові. – 18-19 травня 2017, - С. 97-98. 3. Гудз Г.С. Расчетный модуль для исследования температурных полей в дисковых тормозах автотранспортных средств / Г.С. Гудз, О.Л. Коляса, А.Г. Тарапон // Зб. наук. праць Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ: Моделювання та інформаційні технології. – К.: 2001, вип. 8. - С. 45-50. 4. Семерак В.С. Визначення середньої температури та зносу поверхні тертя під час гальмування // Доповіді Національної акад. наук України, / Семерак В.С., Євтушенко О.О.–2000, № 4 – С. 66–72.

УДК 621.865

ВИЗНАЧЕННЯ МОЖЛИВИХ ЗАХОДІВ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ АВТОТРАНСПОРТНОГО ШУМУ

DETERMINATION OF POSSIBLE MEASURES TO REDUCE MOTOR VEHICLE PUMP

Олександр Гришук

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The noise level of traffic flow on the streets of Lviv, which have a large length, was measured, the most optimal and rational solutions were chosen to reduce the total noise pollution on the studied road sections.

У сучасному світі майже неможливо обійтися без автотранспортної інфраструктури, адже автомобілі мають низку переваг перед іншими видами транспорту. Попри це автомобілі мають низку недоліків, з якими намагаються боротися вже не одне десятиліття. Не виключенням є шумове забруднення довкілля, спричинене механізмами та агрегатами дорожнього транспорту.

При тривалій дії на організм людини шум викликає вагомі зміни в ньому. Перш за все негативному впливу піддається нервова система людини – помічається зниження працездатності, підвищена дратівливість, нервозність. Крім цього, велика шкода завдається серцево-судинній системі, може зникати апетит, з'являтися безсоння, а внутрішні органи можуть змінюватися в об'ємі.

На сьогодні розроблені заходи та засоби щодо зниження шуму вздовж доріг. Такими основними заходами є: поліпшення конструкції доріг та їх трасування, регулювання транспортних потоків, застосування різноманітних засобів колективного захисту від шуму, перегляд загальних концепцій землекористування поблизу основних транспортних магістралей. Засоби колективного захисту від шуму, у свою чергу, поділяють на: архітектурно-планувальні, акустичні, організаційно-

технічні. При будівництві нових міст та районів вже на початках розглядають архітектурно-планувальні засоби захисту від шумового забруднення, проте у вже існуючих містах та районах таке рішення реалізувати доволі складно, тому найбільш популярними в таких випадках є акустичні засоби захисту. Не останню роль у зменшенні шумового забруднення відіграє технічний стан автомобільного транспорту та його склад. Через це перехід на електромобілі вирішить не лише проблему вихлопних газів, але і шумового забруднення.

При проведенні досліджень були вибрані ділянки вулиць з високим рівнем шуму, які найбільш придатні для загородження шумозахисними екранами. Цілком логічно, що центральна, історична частина Львова не може бути облаштована подібними засобами захисту. Під час вимірювання рівня шуму основну увагу було приділено таким чинникам: час доби, стан дорожнього покриття, склад дорожнього потоку. В результаті цього було виявлено, що найдоцільнішим захистом від шуму буде впровадження різноманітних звукоізоляційних та звукопоглинальних засобів на досліджених ділянках магістралей.

Крім запропонованих заходів, також розглянуто можливість зміни автопарку міста, зокрема, популяризація повністю електронних автомобілів серед населення та створення для цього виду транспорту відповідної інфраструктури.

УДК 532:533

ДИНАМІЧНІ МОДЕЛІ РЕГУЛЯТОРІВ ТИСКУ

DYNAMIC MODELS PRESSURE REGULATORS

Ігор Дмитрів, Василь Дмитрів

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The analytical models of valve and cargo movement for two types of pressure regulators, which are constructed as single-mass and two-mass systems, are presented. For a two-mass system, the solution of equations is given, provided that the discriminant of the fourth-order characteristic equation is less than zero. Fluctuations of pressure are given in two variants, in the form of a continuous Fourier function and an analytic discrete function.

Регулювання тиску, і зокрема вакууметричного тиску, у виробничих системах, а також у технологічному обладнанні спеціального призначення [1] здійснюється регуляторами тиску. Регулятори тиску можна розглядати, в залежності від конструкційного виконання, як одномасову або двомасову систему (рис. 1).

Рівновага регулятора тиску (рис. 1,а) забезпечується, коли різниця тисків створює силу F_B , яка прикладена до клапану, рівна силі вантажу F_g і силі демпферування $F_{опр}$. Жорсткість ланки клапан-вантаж розглядаємо як одномасову систему.

Рівновага системи регулятора тиску (рис. 1,б) забезпечується, коли сила створена різницею тисків, яка прикладена до клапану, і сила пружності, створена пружиною (2), прирівнюється масі вантажу і демпферної пластини (3). Таку систему розглядаємо як двомасову систему.

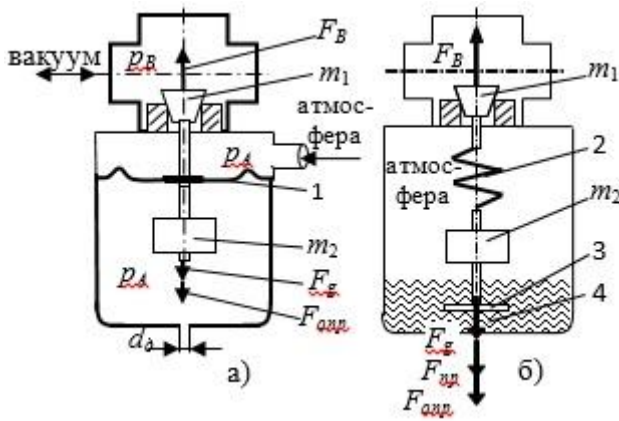


Рис. 1. Структурно-функціональні схеми регуляторів тиску систем: а – одномасова з демпферною мембраною; б – двомасова з пружинно-демпферною системою; 1 – демпферна мембрана; 2 – пружина; 3 – пластина у демпферному середовищі; 4 – демпферне середовище; F_B – сила вакуумметричного тиску; F_g – сила гравітації рухомих елементів; $F_{пр}$ – сила пружності пружини; $F_{опр}$ – сила опору демпферування; m_1 , m_2 – відповідно маса клапана і вантажу разом з штоком і рухомими елементами

Для двох типів регуляторів тиску диференціальні рівняння переміщення клапана і вантажу, підвішеного до клапана:

– для системи (рис. 1,а)

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 2n_2 \cdot \frac{dy}{dt} + g = h_1 \cdot f(t), \quad (1)$$

– для системи (рис. 1,б)

$$\begin{cases} \frac{d^2 y_1}{dt^2} + K_1^2 \cdot (y_1 - y_2) = h_1 \cdot f(t) \\ \frac{d^2 y_2}{dt^2} + 2n_2 \frac{dy_2}{dt} + K_2^2 \cdot (y_2 - y_1) = 0 \end{cases}, \quad (2)$$

де y – вертикальне переміщення клапана з вантажем (рис. 1,а), м; y_1 , y_2 – відповідно переміщення клапана і вантажу (рис. 1,б), м; $\frac{a}{m} = \frac{128 \cdot m \cdot l}{p \cdot d_{\text{дф}}^4} \cdot \frac{S_m}{m} = 2n_2$ – коефіцієнт затухання коливань (рис. 1,а), с^{-1} ;

$h_1 = \Delta p_{\text{ВП}} \cdot S_1 / m$ – питома амплітуда сили вимушеного коливання клапана, м/с^2 ; S_m – площа перерізу демпферної мембрани, м^2 ; $d_{\text{дф}}$ – діаметр отвору дифузора, м; S_1 – площа сідла клапана, $S_1 = p \cdot d_{\text{ск}}^2 / 4$, м^2 ; $d_{\text{ск}}$ – діаметр сідла клапана, м; m – маса рухомих елементів регулятора, $m = m_1 + m_2$, кг; $K_1^2 = K_{\text{пр}} / m_1$, $K_2^2 = K_{\text{пр}} / m_2$ – квадрат частоти власних коливань відповідно клапана і вантажу, с^{-2} ; l – довжина отвору дифузора, м; μ – динамічна в'язкість повітря, $\text{Па}\cdot\text{с}$; $2n_2 = K_{\text{опр}} / m_2$ – коефіцієнт затухання коливань (рис. 1,б), с^{-1} ; $K_{\text{опр}}$ – комплексний коефіцієнт опору демпферного середовища, $\text{Н}\cdot\text{с/м}$; $K_{\text{пр}}$ – коефіцієнт пружності пружини, Н/м ; $f(t)$ – характеристика зміни прикладеної сили.

Результатом розв'язку диференціального рівняння (1) з врахуванням повторюваності коливань тиску, яку подамо у вигляді функції ряду Фур'є [2],

$$f(t) = \frac{h_1 \cdot t}{T} \cdot \left[1 + \sum_{k=1}^{k=10} \frac{T}{k \cdot p \cdot t} \cdot \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p}{T} \cdot t\right) \cdot \cos\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p}{T} \cdot t\right) + \sum_{k=1}^{k=10} \frac{T}{k \cdot p \cdot t} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p}{T} \cdot t\right) \right) \cdot \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p}{T} \cdot t\right) \right], \quad (3)$$

буде мати вигляд :

$$y(t) = \left(\frac{h_1 \cdot t}{T \cdot 2n_2} - \frac{g}{2n_2} \right) \cdot t + (1 - e^{-2n_2 t}) \cdot \left(\frac{g}{(2n_2)^2} - \frac{h_1 \cdot t}{T \cdot (2n_2)^2} - \sum_1^k \frac{h_1 \cdot \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p \cdot t}{T}\right)}{k \cdot p \cdot (2n_2)^2} + \sum_1^k \frac{\frac{2 \cdot h_1}{T} \cdot \left[2n_2 \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p \cdot t}{T}\right) \right) + \frac{k \cdot 2 \cdot p}{T} \cdot \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p \cdot t}{T}\right) \right]}{2n_2 \cdot \left(\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p}{T}\right)^2 + (2n_2)^2 \right)} \right) +$$

$$+ \sum_1^k \frac{\frac{h_1}{k \cdot p} \cdot \left[2n_2 \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p \cdot t}{T}\right) \right) + \frac{k \cdot 2 \cdot p}{T} \cdot \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p \cdot t}{T}\right) \right]}{\frac{k \cdot 2 \cdot p}{T} \cdot \left(\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p}{T}\right)^2 + (2n_2)^2 \right)} \times \left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p \cdot t}{T}\right) \right) + \sum_1^k \frac{\frac{h_1}{k \cdot p} \cdot \left[2n_2 \cdot \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p \cdot t}{T}\right) - \frac{k \cdot 2 \cdot p}{T} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p \cdot t}{T}\right) \right) \right]}{\frac{k \cdot 2 \cdot p}{T} \cdot \left(\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p}{T}\right)^2 + (2n_2)^2 \right)} \times \sin\left(\frac{k \cdot 2 \cdot p}{T} \cdot t\right)$$

Результатом розв'язку системи диференціальних рівнянь (2) буде:

$$H_1(z) = h_1 \int_0^t y_{10}(t-z) \cdot dz = h_1 \cdot \left(A_0 \cdot z - \frac{A_1}{I_1} \cdot e^{I_1(t-z)} - \frac{A_2}{I_2} \cdot e^{I_2(t-z)} - \frac{A_3}{I_3} \cdot e^{I_3(t-z)} \right), \quad (4)$$

$$H_2(z) = H_1(z) - \frac{h_1}{K_1^2} \cdot (A_1 \cdot I_1 \cdot e^{I_1(t-z)} + A_2 \cdot I_2 \cdot e^{I_2(t-z)} + A_3 \cdot I_3 \cdot e^{I_3(t-z)})$$

де I_1, I_2, I_3 – корені характеристичного рівняння, за умови $D < 0$: $I_1 = -2 \cdot \text{sgn}(q) \cdot |D|^{1/2} \cdot \text{sh}(a) - 2n_2/3$, $I_{2,3} = \text{sgn}(q) \cdot \sqrt{|D|} \cdot \text{sh}(a) - \frac{2n_2}{3} \pm j \cdot \sqrt{3} \cdot \sqrt{|D|} \cdot \text{ch}(a)$; $D = \frac{4n_2^2}{9} - \frac{K_1^2 + K_2^2}{3}$ – дискримінант характеристичного рівняння; A_0, A_1, A_2, A_3 – коефіцієнти, розраховуються як: $A_0 = -\frac{\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3}{\Delta}$; $A_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta}$; $A_2 = \frac{\Delta_2}{\Delta}$; $A_3 = \frac{\Delta_3}{\Delta}$, $\Delta = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) \cdot (\lambda_3 - \lambda_1) \cdot (\lambda_3 - \lambda_2)$, $\Delta_1 = \lambda_2 \cdot \lambda_3 \cdot (\lambda_3 - \lambda_2) \cdot (\lambda_2 \cdot \lambda_3 - K_1^2)$, $\Delta_2 = \lambda_1 \cdot \lambda_3 \cdot (\lambda_1 - \lambda_3) \cdot (\lambda_1 \cdot \lambda_3 - K_1^2)$, $\Delta_3 = \lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot (\lambda_2 - \lambda_1) \cdot (\lambda_1 \cdot \lambda_2 - K_1^2)$;

$$a = \frac{1}{3} \cdot \text{Arsh} \left(\frac{|q|}{|D|^{3/2}} \right) = \frac{1}{3} \ln \left(\frac{q}{\sqrt{D^3}} + \sqrt{\left(\frac{q}{\sqrt{D^3}} \right)^2 + 1} \right).$$

Характер зміни тиску $\Delta p_{ВП}$ подаємо аналітичною функцією:

$$f(t) = \begin{cases} 1, & nT < t < nT + t \\ 0, & nT + t < t < (n+1)T \end{cases}, \quad (5)$$

де $n = \lfloor t/T \rfloor$ – ціла частина числа t/T .

Враховуючи обмеження аналітичної функції (5) і що $z = t$ і $t = \tau$, рівняння (4) набуде вигляду:

$$y_1(t) = \begin{cases} H_1(t) - H_1(nT) + \sum_0^n (H_1(nT+t) - H_1(nT)), & nT \leq t \leq nT + t \\ \sum_0^n (H_1(nT+t) - H_1(nT)), & nT + t \leq t \leq (n+1)T \end{cases}, \quad (6)$$

$$y_2(t) = \begin{cases} H_2(t) - H_2(nT) + \sum_0^n (H_2(nT+t) - H_2(nT)), & nT \leq t \leq nT + t \\ \sum_0^n (H_2(nT+t) - H_2(nT)), & nT + t \leq t \leq (n+1)T \end{cases}. \quad (7)$$

1. Dmytriv V.T., Dmytriv I.V., Lavryk Y.M., Krasnytsia B., Bubela T.Z., Yatsuk V.O., (2017), Study of the pressure regulator work with a spring-damper system applied to milking machine, INMATEH - Agricultural Engineering, Bucharest/Romania, Vol. 52, No.2, pp.61-67. 2. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление для втузов / Н.С. Пискунов. - М.: Гос. издат. физ.-мат. лит., 1962. – С. 749-765, 534-542.

УДК 621.865

ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ ЗНИЖЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНОГО ШУМУ ВУЛИЧНО-ДОРОЖНЬОЇ МЕРЕЖІ

REASONING OF METHODS AND MEANS OF REDUCTION OF INDICATORS OF TRANSPORT NOISE IN A HIGH-ROAD NETWORK

Роман Качмар

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

The effectiveness of existing means of combating traffic noise in Lviv is considered; the basic standards of limitation of noise indicators on the road are analyzed. Variants of protective barriers to combating mergers that were perceived considering the trust in the revenue of the city of Lviv are considered.

При аналізі екологічних показників впливу на навколишнє середовище транспортного потоку загалом і автомобіля, зокрема, недостатньо уваги сьогодні приділяється показнику шуму, створюваного транспортним потоком. За останні роки істотну увагу приділяли обмеженню екологічного впливу за показниками шкідливих викидів відпрацьованих газів двигунів автомобілів. Водночас, практично незмінними залишилися вимоги до створюваного шуму автомобілям. Шумове забруднення середовища є тривалою постійною проблемою, яка, на відміну від показників токсичності відпрацьованих газів автомобільних двигунів, не обмежується.

Проаналізовані основні чинники, які впливають на зміну рівня показників транспортного шуму вулично-дорожньої мережі міст, серед яких основні: тип дорожнього покриття, склад транспортного потоку на вулицях міста, поздовжній чи поперечний профіль вулиці, висота та щільність забудови, відстань від проїжджої частини до забудови та її тип, наявність природнього та штучного бар'єру для шуму та багато інших.

Для оцінки реальної ситуації було проведено дорожні дослідження на вулицях міста й заміряно рівень фонового та пікового шуму. Заміри проводились за методикою, основними положеннями для проведення якої є наступні чинники: відстань від середини першої смуги руху до точки заміру 7,5 м, висота заміру 1,5 м. Виміри проводились за допомогою шумоміра ВШВ 003.

Для аналізу ситуації на магістральних вулицях було обрано такі 8 точок спостереження: пр. Свободи, 39; вул. Городоцька, 22; вул. Личаківська, 12; пр. Чорновола, 1; вул. Шевченка, 33; вул. С. Бандери, 32; вул. Листопадового чину, 10. Це дало можливість виконати заміри в кількох контрольних точках з малою різницею у часі, тому і результат отримати точніший за рахунок однакових умов транспортного потоку. (інтенсивність руху, температура, вологість, та інші метеорологічні дані). Середньостатистичні дані (за тиждень) замірів наведено у табл. 1.

До заходів зниження рівня шуму відносяться поліпшення конструкції дороги і їх маршрутизації, контролювання та регулювання транспортних потоків, застосування шумових екранів і бар'єрів, перегляд загальних концепцій землекористування поблизу основних транспортних магістралей. Додатковою мірою, яка застосована до всіх видів транспорту є поліпшення проектування і звукоізолюючих характеристик будівель для зменшення шуму всередині них.

В ході дослідження було проаналізовано особливості вже існуючих методик розрахунку шумових екранів для зниження рівня шуму, а також розглянуто вимоги та методи вимірювання шуму відповідно до Держстандарту.

Результати замірів транспортного шуму на магістральних вулицях м. Львова

№	Вулиця	Фоновий рівень шуму дБА екв.	Рівень шуму дБА, еквівалентний	Рівень шуму дБА, максимальний
1.	пр. Свободи, 39	59	61	75
2.	вул. Городоцька, 22	69	79	85
3.	вул. Личаківська, 12	62	81	84
4.	пр. Чорновола, 1	67	79	83
5.	вул. Шевченка, 33	52	70	77
6.	вул. С. Бандери, 32	63	79	84
7.	вул. Листопадового Чину, 10	57	68	75
8.	пр. Червоної Калини, 33	58	80	84

За результатами проведених досліджень встановлено підвищення рівня транспортного шуму на магістральних вулицях м. Львова. Розглянуто способи дій для зменшення шумового забруднення у трьох напрямках. За даними вимірів середній шум у встановлених точках заміру складає близько 78 дБ при нормативно допустимому значенні 70 дБ.

За результатами розрахунку рівня екологічного та економічного збитку, залежно від змін характеристик транспортного потоку, визначено втрати від шуму та від відпрацьованих газів транспортних засобів на ділянках доріг міст.

УДК 621.865

ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ АВТОПОЇЗДІВ

DETERMINATION OF OPERATIONAL RELIABILITY OF BOTTOM PARTS FOR MOTOR VEHICLES

Роман Качмар, Михайло Султанов, Володимир Олексюк, Андрій Кошельник

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

The analysis of the status of the issue of literary sources by domestic and foreign practical experience in the methods, systems of technical maintenance and repair of motor vehicle is carried out. On the basis of the analysis of the structural parameters of the suspension of trucks and semitrailers, the minimum number of parameters of their diagnosis is substantiated, the state of the devices of the mechanism is formalized, the mathematical support for suspension diagnostics is developed.

Збір даних необхідних для визначення експлуатаційної надійності елементів підвісок вантажних автомобілів і напівпричепів проводиться на провідному підприємстві Львівщини зі здійсненням вантажних перевезень – ТзОВ «Гранс-Сервіс-1». Це підприємство володіє автопарком понад 600 автопоїздів зі спеціалізованими напівпричепами європейських виробників. Підприємство має свою виробничу базу для здійснення технічного обслуговування і поточного ремонту вантажних автомобілів та напівпричепів. Виробничу базу має пости сертифікації автотранспортних засобів, об'єднаних з постом для перевірки технічного стану. Діагностика елементів підвіски проводиться двома діагностами, які попередньо визначають несправність та встановлюють обсяг робіт, який слід

провести, що вноситься в заявку для виконання робіт слюсарям. по ремонту підвіски автомобілів та напівпричепів.

Статистичні дані відмов елементів підвісок вантажних автомобілів і напівпричепів збиралися протягом двох років спостережень на основі заявок на виконання робіт у ТзОВ «Транс-Сервіс-1». До уваги бралися тільки ті відмови, які були пов'язані з надійністю підвісок. Визначалася несправність та пробіг, на якому відбулась відмова елементів підвісок, або пробіг цього елемента від останньої заміни та фіксувалася марка і модель транспортного засобу і напівпричепів. На основі цього були сформовані масиви статистичних даних, які дозволяють визначити відомі статистичні показники. Загалом було проаналізовано більше тисячі несправностей, які пов'язані з відмовами елементів підвісок тягача і напівпричепа. Основні елементи, які попадали в список несправностей, є: амортизатори тягача, тяги кермові – повздожня та поперечна, тяга променева У-подібна, тяга реактивна, підшипник маточини колеса, пневмоподушка, ресора.

Зібрані масиви даних опрацьовувались з використанням комп'ютерної програми Statistica 12.5 і результати подавались у вигляді гістограм. Порівнювались показники експлуатаційної надійності конструкцій підвісок автомобілів DAF, MAN та напівпричепів різних комплектацій: газова цистерна Lag і тентовий напівпричіп Schmitz з осями BPW; тентовий напівпричіп Schmitz і харчова цистерна Lag з осями Schmitz; самоскид та автопоїзд самоскид Vodex з осями Saf Modul; самоскид Vodex і танк контейнер Cimc з осями Saf Intradisk.

Основними причинами відмови амортизаторів є неправильна експлуатація автопоїзда або неправильне встановлення амортизатора. Але серед усіх чинників відмов є несправності амортизаторів, викликані поганим дорожнім покриттям. Амортизатори, які проїхали більше заявленого виробником пробігу, експлуатувались по дорогах Європи.

При огляді амортизаторів були виявлені підтікання з під сальника штока, це могло бути через старіння гуми сальника або пошкодження покриття штока. Ще було виявлено зовнішні механічні дефекти: вм'ятини, тріщини на корпусі, вигин штока, що з'являються як результат аварії або як наслідки наїзду на перешкоду. Бували випадки, що при діагностуванні елементів підвіски було відірване одне з вух амортизаторів. Причина цьому – погані дороги або заклинювання амортизатора. Спостерігалось і руйнування сайлентблоків амортизатора через неправильне встановлення або порушення при наїзді на перешкоду. Реактивна тяга (штанга) – елемент підвіски автомобіля, що сприяє обмеженню руху заднього моста залежно від місця встановлення. Для довговічності при високих навантаженнях реактивні тяги виробляють, в основному, з пружної сталі. Але, крім основи зі сталі, в деталі є сайлентблок. Однією з причин несправності реактивних тяг є поява тріщини в місці зварювання. Друга причина поломки реактивних тяг – це знос гумової втулки сайлентблоків, яка з часом відривається від в металевій втулки.

Для прикладу на рис. 1 наведено гістограму розподілу пробігів на відмову підшипників маточини коліс (рис. 1а) та пневмоподушок тентових напівпричепів Schmitz (рис. 1б).

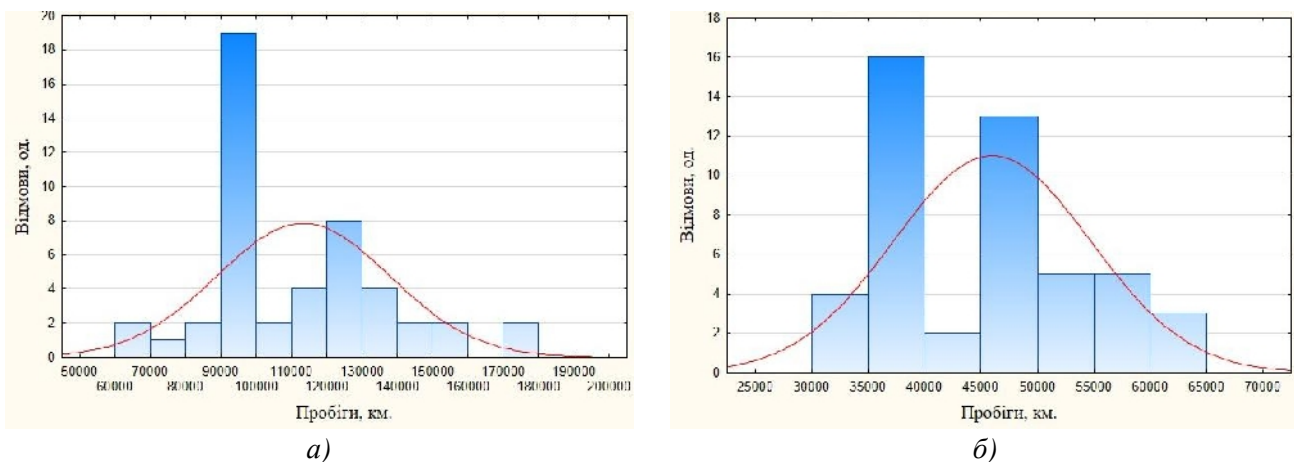


Рис. 1. Гістограми розподілу пробігів на відмову

Отримані результати досліджень дозволяють зробити висновки про надійність підвіски автомобілів тягачів, зокрема, DAF XF 105.405 і MAN TGX 18.440 та напівпричепів Schmitz. Причиною відмов елементів підвіски раніше заявленого пробігу на відмову заводом-виробником є стан дорожнього покриття, стиль водіння та перевантаження автопоїзда.

Результати досліджень показали, що амортизатори Монгоє, які встановлені на тягачах, виходять з ладу на пробігу 90 тис. км, не досягаючи заявленого пробігу 100 тис. км. Водночас, для напівпричепів необхідно залишити періодичність заміни амортизатора на пробігу 100 тис. км. Додатково, обов'язково при проведенні заміни моторної оливи та фільтра, яке відбувається на 80 тис. км проводити діагностику напівпричепів, особливо самоскидів, тому що в них на цьому пробігу з'являються відмови амортизаторів.

Періодичність заміни тяг реактивної і променевої автомобілів DAF та MAN потрібно зменшити на 5 тис. км, незважаючи на рекомендацію заводу-виробника замінювати їх на пробігу 100 тис. км. Періодичність заміни підшипників маточини колеса автомобілів та напівпричепів потрібно зменшувати до 90 тис. км.

На основі проведених досліджень запропоновано внести зміни в періодичності заміни і діагностування елементів підвіски, об'єднавши технічні впливи з періодичностями обслуговування інших систем автопоїзда.

УДК 622.692.4

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ ПРОВЕДЕННІ ВНУТРІШНЬОТРУБНОЇ ДІАГНОСТИКИ ТРУБОПРОВОДІВ

SIMULATION OF DYNAMICS PROCESSES AT REALIZATION OF INSIDE DIAGNOSTICS OF PIPELINES

Андрій Кичма, Ростислав Предко

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

For the investigation of non-stationary parameters of gas-dynamic processes during inside diagnostics of pipelines, mathematical models and corresponding software were developed. Recommendation for engineering practice was made on basis of these investigations.

Згідно з нормативними вимогами, оцінювання роботоздатності тривало експлуатованих магістральних трубопроводів (МТ), які експлуатуються понад 20 років, необхідно проводити за результатами їх внутрішньотрубної діагностики (ВТД) [1]. Визначення будівельних і експлуатаційних дефектів МТ тривалої експлуатації за допомогою ВТД є найбільш вірогідним і ефективним методом оцінки їхнього технічного стану [2]. Безумовною перевагою ВТД є можливість 100% контролю трубопроводу на усій його довжині.

Сучасні трубопровідні системи являють собою складні технологічні об'єкти з неустановленими газодинамічними процесами. Для визначення технічного стану трубопроводу перед пуском його в експлуатацію і в процесі довготривалої роботи проводять внутрішньотрубну діагностику за допомогою інтелектуальних поршнів. Діагностику проводять на ділянці між двома сусідніми компресорними чи насосними станціями, де встановлені спеціальні камери пуску і прийому поршнів. Переважно діагностуються ділянки трубопроводів довжиною 70 – 120 кілометрів внутрішній діаметр яких може досягати 1400 міліметрів. Результати діагностики фіксуються за допомогою магнітних чи ультразвукових сенсорів і подаються у вигляді зменшення товщини стінки трубопроводу, дефектів

зварного шва і геометричних відхилень форми труби. Для забезпечення коректності результатів обстеження необхідно, щоб лінійна швидкість інтелектуального поршня була стабільною і не перевищувала 5 метрів на секунду.

З метою можливості вибору оптимальних газодинамічних параметрів при проведенні ВТД газопроводів розроблені математичні моделі та програмне забезпечення для їх реалізації.

Рівняння руху інтелектуального поршня склали використовуючи принцип Даламбера. Газодинамічні процеси описані рівняннями руху газу. Встановлені граничні умови на початку трубопроводу (камера запуску поршнів) і в кінці – (камера приймання поршнів) досліджуваного газопроводу. При цьому враховували робочі характеристики газоперекачувальних агрегатів, складну технологічну конфігурацію трубопроводів та реальну траєкторію траси зі значними перепадами висот і численною кількістю перемичок, лупінгів, і запірної арматури. Розглядалися різні ступені нестационарного режиму роботи газопроводів та зміна температури газу в період руху поршня.

Отримана система диференціальних рівнянь нелінійна, тому застосували чисельні методи розв'язування. Реалізацію запропонованої моделі проводили ітераційним методом. Розроблені алгоритм і програмне забезпечення дозволяють детально дослідити газодинамічні процеси, що виникають у складних розгалужених системах, якими є труботранспортні системи, під час проведення ВТД.

Досліджено газодинамічні процеси при переміщенні інтелектуального поршня, який обладнано дистанційно керованими дроселями, які дозволяють забезпечити стабілізацію швидкості руху поршня. Такий пристрій дає змогу також зменшити коливання швидкості поршня, яке викликане дією гравітаційної сили на похилих ділянках траси.

На основі проведених розрахунків обґрунтована методика керування газоперекачувальними агрегатами на компресорних станціях та кранами при підході поршня до камери прийому. Сформульовані рекомендації відносно раціональних режимів проведення таких робіт.

Застосування запропонованого математичного забезпечення дозволяє теоретично дослідити вплив різних технологічних і конструктивних факторів на нестационарність газодинамічних процесів під час проведення ВТД. Попереднє теоретичне моделювання різних варіантів проведення процесу ВТД дозволить підвищити точність інспектування магістральних газопроводів і зменшити сумарні затрати на його проведення.

1. СТП 320.30019801.066-2002. Стандарт підприємства: Магістральні газопроводи. Внутрішньотрубне обстеження лінійної частини. – К.: ДК «Укртрансгаз». – 2010. – 21 с. 2. Банахевич Ю. В., Банахевич Р. Ю. Досвід ідентифікації виявлених дефектів внутрішньотрубною діагностикою в ДК «Укртрансгаз». *Техническая диагностика и неразрушающий контроль*. 2013. № 2. – С. 40 – 46.

УДК 629.331

СИМУЛЯЦІЙНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ З ДВОМАСНИМ МАХОВИКОМ У ПЕРІОД РОЗГОНУ ЗА ІНЕРЦІЙНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

SIMULATION MODEL OF ELECTRICAL MECHANICAL TRANSMISSION WITH DUAL MASS FLYWHEEL AT STARTING ON INERTIAL LOADING

Богдан Кіндрацький, Роман Літвін, Дмитро Біганич

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

The results of start simulation the electromechanical transmission with DMM under the inertial loading conditions are given. The influence of the design parameters of the DMM on the dynamic load of

the transmission and the elastic components of the DMM is analyzed. Recommendations for preventing overload of transmission links and changes in the design of DMM have been made.

Двомасні маховики (ДММ) широко застосовують у приводах машин для зменшення динамічних навантажень на ланки приводу при пуску і перехідних режимах роботи за змінного зовнішнього навантаження [1, 2]. Правильний вибір конструктивних параметрів ДММ залежить від структури приводу, виду енергетичної установки і характеру технологічного навантаження.

На рис. 1 наведена узагальнена динамічна модель електромеханічної трансмісії з ДММ. На рисунку позначено: J_1 – зведений момент інерції ротора електромотора і первинної маси ДММ; J_2 – сумарний момент інерції вторинної маси ДММ і ланок зчеплення; J_3 – зведений момент інерції ведених ланок і робочого органа; c_1, c_2 – зведені жорсткості відповідно пружних ланок ДММ і трансмісії; β_1 і β_2 – коефіцієнти розсіювання енергії відповідно у ДММ і трансмісії; T_e – рушійний момент електромотора; T_o – момент опору.

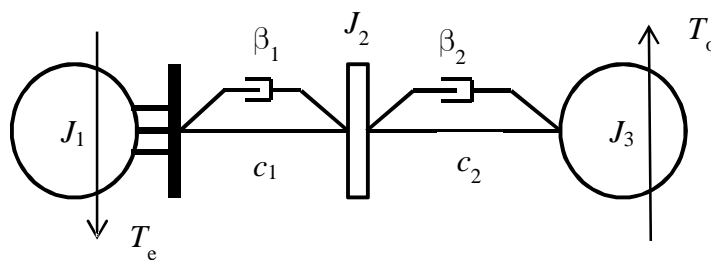


Рис. 1. Динамічна модель електромеханічної трансмісії з ДММ

Поведінка динамічної моделі електромеханічної трансмісії з ДММ описана такою системою диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_e - c_1(j_1 - j_2) - b_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c_1(j_1 - j_2) + b_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_2(j_2 - j_3) - b_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3); \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 = c_2(j_2 - j_3) + b_2(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - T_o. \end{cases}$$

Симуляційна модель, яка описує поведінку наведеної динамічної моделі електромеханічної трансмісії з ДММ, реалізована у середовищі MatLab Simulink з використанням спрощеної моделі синхронної машини Simplified Synchronous Machine SU Units [3] для визначення електромагнітного моменту T_e .

Наведено результати симулювання пуску розглянутої електромеханічної трансмісії з ДММ за умови інерційного навантаження. Аналізується вплив конструктивних параметрів ДММ на динамічне навантаження ланок трансмісії і пружних ланок ДММ. Зроблені рекомендації щодо запобігання перевантаженню ланок трансмісії і внесення змін у конструкцію ДММ [4].

1. Кіндрацький Б.І. Коливні процеси у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком під час роботи двигуна на холостому ході / Кіндрацький Б.І., Літвін Р.Г. // Підйомно-транспортна техніка. – 2018. – №1 (57). – С. 45-54. 2. Кіндрацький Б.І. Класифікація несправностей двомасових маховиків у приводах автомобілів та причини їх виникнення / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Науково-технічний збірник «Вісник Національного транспортного університету», серія «Технічні науки». – Київ, 2018. – 3(42). – С. 46-54. 3. Черных И.В. Моделирование электромеханических устройств в MatLab, Sim Power Systems и Simulink. – М.: ДМК Пресс, 2012. – 288 с. 4. Адаптивний двомасовий маховик: патент на корисну модель №133320 У Україна, МПК (2006.01) F16F 15/30 Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін. – №и 2018 11632; Заявлено 26.11.2018; Опубл. 25.03.2019, Бюл. №6. – 5 с.

УДК 621.865

**МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ МОБІЛЬНОГО РОБОТА З ПНЕВМАТИЧНИМ ПРИВОДОМ ТА
ОРТОГОНАЛЬНИМ КРОКУЮЧИМ РУШІЄМ**

MODELLING THE MOTION OF MOBILE ROBOT WITH PNEUMATIC DRIVE AND ORTHOGONAL
WALKING MOVER

Віталій Корендій, Олександр Качур, Володимир Гурей, Олена Ланець

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

The design and operational peculiarities of the orthogonal walking robot with pneumatic drive are considered. The process of the robot motion along a straight line is simulated. All the walking cycles are analysed and the corresponding cyclic diagram is constructed.

Роботизація виробничо-технологічних процесів в усіх галузях діяльності людини є провідною і тривалою тенденцією розвитку сучасного суспільства. Поряд з промисловою робототехнікою за останні десятиріччя сформувався новий напрям – автономні мобільні роботи, масове використання яких стримується відсутністю відкритої науково-теоретичної бази їх розрахунку і конструювання.

Одна з можливих компоновок мобільної робототехнічної системи з ортогональним крокуючим рушієм подана на рис. 1. Установка складається з двох рухомих платформ 1 і 2, які здатні переміщатись відносно рами 10 вздовж горизонтальних напрямних 11 і 12. Прямолінійний цикловий рух платформ 1 і 2 забезпечується за допомогою двох пневмоциліндрів 3 і 4, відповідно. Така конструкція горизонтального приводу платформ забезпечує збільшення довжини одного кроку робота (тобто його переміщення за 1 цикл роботи привідної пневмосистеми). На чотирьох кінцях вантажних платформ 1 і 2 вертикально розміщуються по 4 синхронізованих пневмоциліндри 5 і 6, відповідно (таким чином, загальна кількість вертикально діючих пневмоциліндрів – 8; циліндри кожної платформи працюють синхронно). До штоків пневмоциліндрів 5 і 6 жорстко приєднуються опори 7 і 8, що взаємодіють своїми стопами з опорною поверхнею, по якій рухається робот.

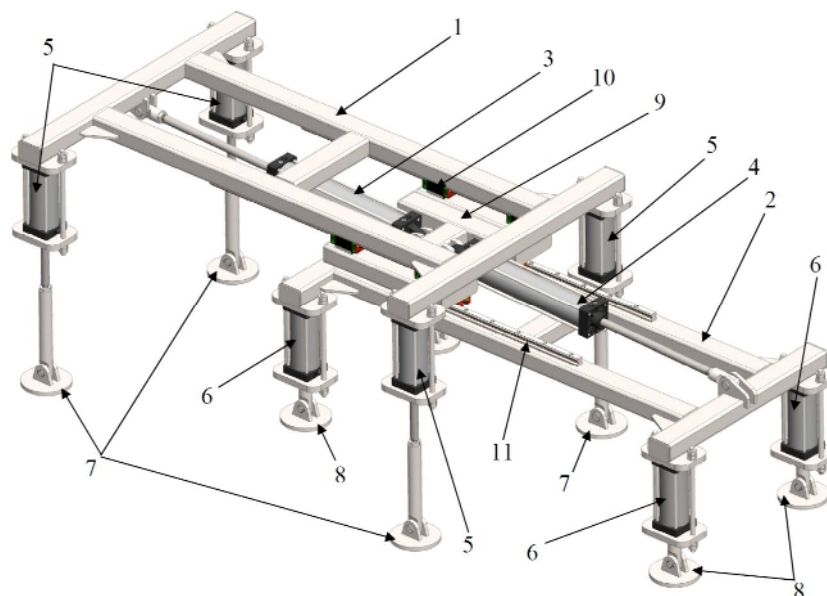


Рис. 1. Загальний вигляд мобільної робототехнічної системи з пневмоприводом

Опорні стопи 7 однієї з платформ контактують з опорною поверхнею. В такому стані штоки відповідних пневмоциліндрів 5 максимально висунуті. Штоки вертикальних пневмоциліндрів 6 іншої платформи – втягнуті, тобто стопи 8 підняті над опорою поверхнею. В цей час штоки пневмоциліндрів 3 і 4 горизонтальних переміщень платформ 1 і 2 починають втягуватися, переміщаючи платформу 2 з рамою 9 ліворуч відносно платформи 1. Коли це переміщення закінчується, стопи 8 платформи 2 опускають до моменту контакту з опорною поверхнею, штоки пневмоциліндрів 3 і 4 горизонтальних переміщень залишаються нерухомими. Після досягнення стопами 8 опорної поверхні, стопи 7 починають підніматися, а штоки пневмоциліндрів 3 і 4 горизонтальних переміщень платформ – починають витягуватися, що обумовлює рух платформи 1 відносно платформи 2 ліворуч. Далі цикл крокування аналогічно повторюється уже з платформою 1.

На основі розглянутого вище процесу переміщення робота було сформовано та реалізовано у середовищі Festo FluidSim Pneumatics циклограму роботи його пневмосистеми. В результаті проведеного моделювання отримано часові залежності зміни вертикальних і горизонтальних координат опорних стоп протягом трьох кроків (рис. 2) за наступних вихідних параметрів: номінальна швидкість штоків пневмоциліндрів горизонтального переміщення – 0,395 м/с, пневмоциліндрів вертикального переміщення – 0,075 м/с; тривалість такту крокування – 2 с; максимальне видовження штока вертикального переміщення 0,15 м.

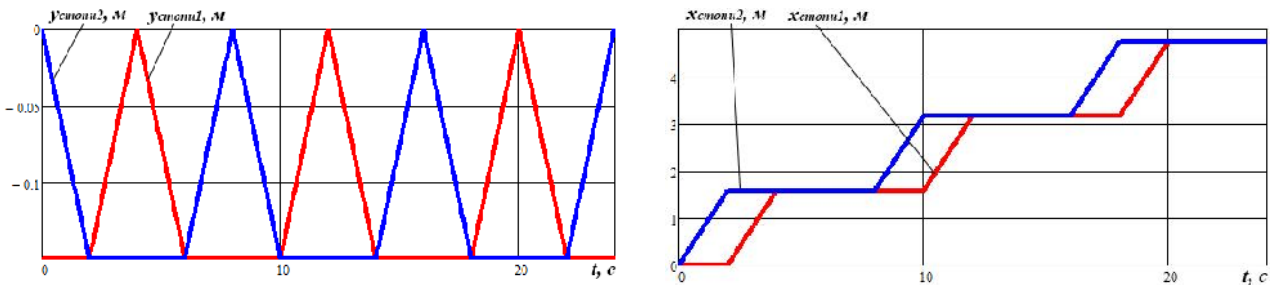


Рис. 2. Часові залежності зміни координат опорних стоп робота

В цілях проведення віртуального експерименту було використано програмний продукт SolidWorks Motion, в якому виконувалося імітаційне моделювання руху твердотільної моделі мобільної робототехнічної системи з ортогональним крокуючим рушієм (рис. 3).

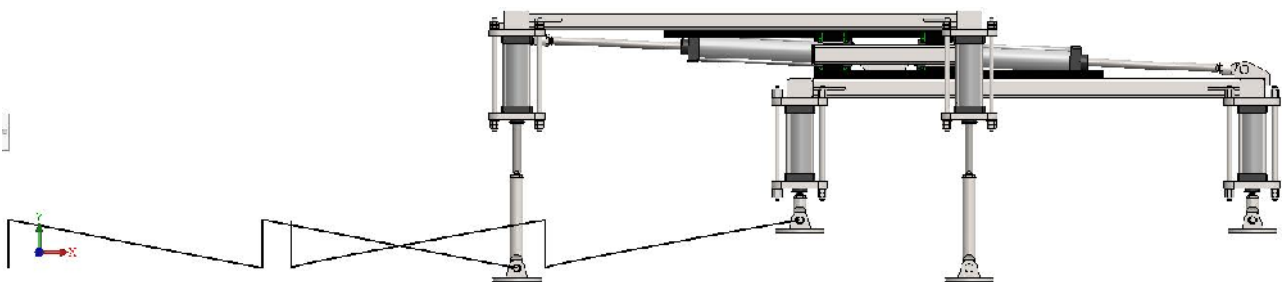


Рис. 3. Результати імітаційного моделювання траєкторії руху опорних стоп робота

УДК 629.113.001

ПРО МОЖЛИВІСТЬ РОЗРАХУНКУ ВИТРАТ ЕНЕРГІЇ НА РОЗГІН АВТОМОБІЛЯ ЗА ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ДВИГУНА

ABOUT THE POSSIBILITY OF CALCULATION OF ENERGY EXPENDITURE ON THE CIRCULATION OF THE VEHICLE UNDER THE VEHICLE CHARACTERISTICS

Олександр Мاستикаш

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The energy consumption of an automobile engine is studied, which is one of the most important indicators of its use. Expressions obtained for the analytical determination of engine energy expended on vehicle overlocking. An analysis of the magnitude of the errors that arise in calculating the acceleration values for the static characteristics of the engine.

Динамічні характеристики двигуна дещо відрізняються від статичних, які отримані при встановлених режимах роботи. В цій праці досліджуються витрати енергії двигуна на розгін автомобіля та можливості використання для цього його статичних характеристик.

Після прийнятих припущень було визначено, що робота, яка витрачається на розгін залежить тільки від кінцевої швидкості автомобіля. Крім цього робота, що витрачається на розгін повної маси автомобіля не залежить від закону розподілу передавальних чисел проміжних передач. Збільшення ж ступеня використання потужності двигуна при геометричному законі розподілу можна пояснити лише збільшенням непродуктивних витрат енергії на розгін обертових мас двигуна і трансмісії.

Використовуючи рівняння потужнісного балансу отримано низку попередніх залежностей і кінцевий вираз (1), за яким проведено розрахунок енергії, що витрачається на розгін автомобіля. Проведено оцінювання величини похибок, які виникають при розрахунках, виконано порівняння часу розгону з аналогічними експериментальними даними. Результати розрахунків і відповідні експериментальні дані наведені в табл. 1 та показують їх несуттєве відхилення (max 3%).

$$A_p = h_m \left[-\frac{c}{a} \left(E - \frac{Kb}{a} \right) \right] t_p + \left[D - \frac{b}{a} \left(E - \frac{Kb}{a} \right) - \frac{Kc}{a} \right] S_p + \frac{m_j (V_2 - V_1)}{a} \left[E - \frac{Kb}{a} + \frac{K(V_2 - V_1)}{2} \right], \text{ Дж}, \quad (1)$$

$$A_p = h_m \left[-\frac{c}{a} \left(E - \frac{Kb}{a} \right) \right] t_p + \left[D - \frac{b}{a} \left(E - \frac{Kb}{a} \right) - \frac{Kc}{a} \right] S_p + \frac{m_j (V_2 - V_1)}{a} \left[E - \frac{Kb}{a} + \frac{K(V_2 - V_1)}{2} \right]$$

де a, b, c – сталі для даної передачі коефіцієнти;

$$K = g_N \left(\frac{30u_m}{pr_k} \right)^3; \quad E = b_N \left(\frac{30u_m}{pr_k} \right)^2; \quad D = a_N \frac{30u_m}{pr_k};$$

a_N, b_N, g_N – постійні для даної характеристики коефіцієнти; u_m – передатне число трансмісії; h_m – коефіцієнт корисної дії трансмісії; r_k – радіус кочення колеса, м; V_1 і V_2 – початкові та кінцеві швидкості розгону автомобіля на даній передачі.

Таблиця 1

Результати розрахунків і експерименту

Показники розгону	Розрахунок	Експеримент	Відхилення у %
Час розгону на II передачі, с.	3,99	4,00	0,3
Час розгону на III передачі, с.	6,49	6,30	3,0

Це можна пояснити тим, що розгін автомобіля в реальних умовах не належить до швидкозмінних процесів, при яких спостерігаються істотні відмінності між динамічними і статичними характеристиками двигуна. Проведені дослідження показують, що статичні характеристики двигуна можна використовувати для розрахунку показників розгону автомобіля.

УДК 629.113.001

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНОГО ПОДОЛАННЯ ПІДЙОМУ ДОРОЖНІМИ ВАНТАЖНИМИ АВТОМОБІЛЯМИ ЗІ СТУПЕНЕВОЮ ТРАНСМІСІЄЮ

CALCULATION OF DYNAMIC OVERCOMING CLIMBING THE ROAD TRUCKS WITH A STEP-BY-STEP TRANSMISSION

Олександр Мاستикаш, Петро Сидорів

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The developed method of quantitative estimation of the phenomenon of dynamic overcoming of lifting by trucks with a stepped transmission can be used for estimating the influence of cross-section of the longitudinal profile of the road on the speed and fuel-economic properties of cars. The calculations confirmed the correspondence of the idea that, with the increase in the angle of recovery, the proportion of the path that will pass the cars due to the forces of inertia increases.

У процесі руху з визначеною швидкістю автомобіль нагромаджує кінетичну енергію, яку доцільно і можливо використати при подоланні підйомів.

У роботі розглянуто випадок руху автомобіля з певною швидкістю на горизонтальній ділянці дороги, після якої починається підйом з кутом ухилу α_n , а двигун працює на часткових режимах. На початку руху значення опору дороги починає зростати, а швидкість буде залишатися незмінною до тих пір, поки двигун не вийде на режим зовнішньої швидкісної характеристики. Після цього швидкість руху досягне деякої встановленої $V_{кр}$ – критичної для заданої передачі трансмісії. При швидкості руху, яка буде меншою від критичної, рух є неможливим без перемикання на нижчу передачу трансмісії. Таким чином, для кількісної оцінки цього явища необхідно визначити загальний шлях, що пройде автомобіль за рахунок сил інерції, протягом часу перемикання передач; критичну та максимальну швидкість руху на заданій передачі.

Для визначення загального шляху, що пройде автомобіль за час зменшення швидкості та за час перемикання передач, встановленої та критичної швидкості руху, застосовуємо рівняння балансу потужності та зовнішню швидкісну характеристику двигуна [1, 2].

Диференціальне рівняння процесу руху

$$\frac{dV}{dt} = a_n V^2 + b_n V + c_n, \quad (1)$$

з наступними коефіцієнтами $a_n = \frac{kF}{m_{jp}}$; $b_n = \frac{9 \cdot 10^{-5} M_a q}{m_{jp}}$; $c_n = \frac{(2 \cdot 10^{-3} + \psi)}{m_{jp}} \cdot M_a q$; $m_{jp} = M_a + \frac{I_M}{r_k^2}$.

Рівняння, що дозволять аналітично визначати час і відстань, що витрачається (пройде) автомобіль за період часу $T = t_1 - t_0$ на підйомі в деякому діапазоні швидкостей $V_1 \ll V \ll V_2$ мають вигляд [3]:

$$T = t_2 - t_1 = \int_{V_1}^{V_2} \frac{dV}{aV^2 + bV + c} = \frac{2}{\sqrt{4ac - b^2}} \left[\tan^{-1} \frac{2aV_2 + b}{\sqrt{4ac - b^2}} - \tan^{-1} \frac{2aV_1 + b}{\sqrt{4ac - b^2}} \right], \text{ с;} \quad (2)$$

де t_1 ; t_2 – момент початку і кінця процесу; p ; q – корені рівняння $aV^2 + bV + c = 0$.

$$S = S_1 - S_0 = \int_{V_1}^{V_2} \frac{V dV}{aV^2 + bV + c} = \frac{1}{2a} \left[\ln \left| \frac{aV_2^2 + bV_2 + c}{aV_1^2 + bV_1 + c} \right| - b(t_1 - t_0) \right], \text{ м,} \quad (3)$$

де S_1 ; S_2 – відстані, які пройде автомобіль, відповідно до моментів часу t_1 і t_2 .

Встановлену швидкість руху V_1 на заданому підйомі і критичну V_{kp} автомобіля на заданій передачі визначаємо після перетворень рівняння (1).

Шлях S_i , який пройде автомобіль на підйомі за рахунок сил інерції при зниженні швидкості руху від V_2 значення V_1 , визначаємо з рівності роботи, витраченої на подолання сили опору підйому і корисної роботи, отриманої при зменшенні кінетичної енергії:

$$M_a q \sin \alpha_n S_i = \frac{m_{jp}(V_2^2 - V_1^2)}{2}, \quad (4)$$

звідки

$$S_i = \frac{m_{jp}(V_2^2 - V_1^2)}{2qM_a \sin \alpha_n}.$$

При русі автомобіля на підйомі, коли $b_b^2 - 4a_b c_b > 0$, $dV/dt < 0$ і $V_{kp} < V_1 < V_2$ теоретично час зменшення швидкості руху V_2 до встановленої швидкості руху V_1 на заданому підйомі забезпечить безпеку руху.

У табл. 1 наведені розрахункові значення загального шляху S , що пройшов автомобіль ЗИЛ-4331 з двигуном ЗИЛ-508.10 на вищій передачі при виїзді на підйом зі швидкістю $V_2 = 22,22$ м/с та зниження її до $V_1 = 16,57$ м/с; шляху S_i , що пройшов автомобіль у тому ж діапазоні швидкостей за рахунок сил інерції, а також частка шляху S_i від загального шляху S , виражену у процентах. Розрахунок виконано для конструктивних параметрів вказаного автомобіля.

Таблиця 1

Результати розрахунку

Параметр	Значення				
	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12
S , м	468,7	259,6	179,8	137,5	111,3
S_i , м	292,9	195,3	146,6	117,3	97,8
$\frac{S_i}{S} \cdot 100$	62,5	75,2	81,5	85,3	87,9

Результати таблиці показують: збільшення кута підйому призводить до збільшення відносної величини шляху, що пройде автомобіль за рахунок сил інерції. Це відповідає припущенню щодо посилення явища динамічного подолання підйомів на більш пересічних ділянках автомобільних доріг.

Розроблена методика кількісного оцінювання явища динамічного подолання підйомів може використовуватись для оцінки впливу пересіченості поздовжнього профілю дороги як на швидкісні, так і на паливно-економічні властивості автомобілів.

1. Иларионов В.А. Коэффициент полезного действия трансмиссии автобуса. Труды ГСКБ по автобусам. Львов, 1970, с. 96-107. 2. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 1980. 100с. 3. Синкевич Н.В. Расчет некоторых показателей движения автомобиля накатом. Вестник Львов. политехн. ин-та №146 – Технология машиностроения и динамическая прочность машин.- Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1980, с. 111-112.

УДК 629.111.3.06

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТЕПЛОРОЗПОДІЛЬЧИХ ПРИСТРОЇВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ АВТОБУСІВ

THE INFLUENCE OF CONSTRUCTIVE PECULIARITIES OF HEAT EXCHANGE DEVICES ON THE EFFICIENCY OF HEATING SYSTEM IN BUSES

Степан Нємий, Марко Гинда

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The results of tests of a modernized heater of a passenger construction with one electric motor are shown. It is established that the efficiency of the modernized heater is only 20% less than that of a series heater with two electric motors.

Однією з найбільш енергоємних, щодо споживання електроенергії, є система опалення салонів автобусів. Розподіл тепла по салону здійснюється теплорозподільчими пристроями – обігрівачами салону. Нагрів повітря обігрівачами здійснюється продувкою вентиляторами повітря через спеціальні рідинні радіатори. Великі міські автобуси оснащені, як правило, не менш ніж чотирма обігрівачами салону, що кріпляться під пасажирськими сидіннями до їхніх каркасів. Обігрівач оснащений двома вентиляторами з електродвигунами (рис. 1,а), кожний споживаюю потужністю 55 Вт, що становить сумарні витрати електроенергії понад 18 А. Це призводить до проблем з балансом електроенергії автобуса, особливо у зимових умовах експлуатації, коли погіршуються умови електростартерного пуску двигуна та збільшуються витрати електроенергії системою освітлення пасажирського салону.

З метою зменшення витрат електроенергії було розроблено конструкцію обігрівача салону з одним електродвигуном (рис. 1,б). Результати порівняльних випробувань наведено у табл. 1.

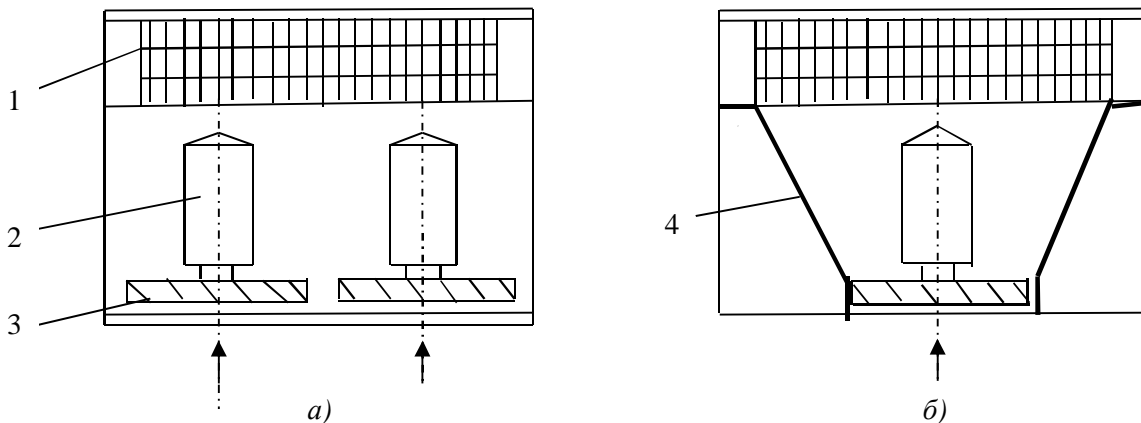


Рис. 1. Варіанти конструкції обігрівачів салону автобусів: а) з двома вентиляторами; б) з одним вентилятором; 1 – радіатор; 2 – електродвигун; 3 – вентилятор; 4 – напрямний пристрій

Як бачимо у табл. 1, продуктивність обігрівача Q з одним вентилятором всього на 20 % менша ніж з двома. Тоді сумарна продуктивність, наприклад, п'яти обігрівачів з одним вентилятором рівна продуктивності чотирьох обігрівачів з двома вентиляторами. Однак у першому випадку, при напрузі на клеммах електродвигунів $U = 24$ В, енергетичні витрати на привід вентиляторів будуть на 0,165 кВт менші. Це дає можливість зменшити споживаний струм I у балансі електроенергії майже на 7 А. Використання опалювачів з одним вентилятором зменшує кількість електродвигунів на автобусі, що призводить до зниження вартості виготовлення і експлуатації. Крім цього, в експлуатації зимою

можуть бути тривалі стоянки автобуса з непрацюючим двигуном і функціонуючою, при цьому, системою опалення салону. Це призводить до значного розряду акумуляторних батарей і виникаючих, внаслідок цього, проблем з електростартерним пуском двигуна.

Таблиця 1

Результати порівняльних випробувань обігрівачів салону із двома і одним вентиляторами

Напруга на клеммах електродвигунів U , В	Обігрівач з двома вентиляторами		Обігрівач з одним вентилятором	
	Споживаний струм I , А	Продуктивність Q , м ³ /год.	Споживаний струм I , А	Продуктивність Q , м ³ /год.
20	3,68	530	1,85	430
24	4,6	630	2,3	500
26	5,06	680	2,53	550

Крім енерговитрат, значною проблемою у пасажирському транспорті є внутрішній шум, одним з джерел якого є робота вентиляторів обігрівачів. З метою визначення шумових характеристик обігрівачів були проведені порівняльні випробування на великому міському автобусі. Рівні шуму вимірювалися в октавному діапазоні смуг частот f за шкалою А шумоміра у дБА. Результати випробувань відображено на рис. 2 і у табл. 2.

Таблиця 2

Результати порівняльних досліджень шумових характеристик обігрівачів салону

Напруга на клеммах електродвигунів U , В	Рівень звуку L_A , дБА	
	Обігрівач з двома вентиляторами	Обігрівач з одним вентилятором
20	69	66
24	73	69
26	76	72

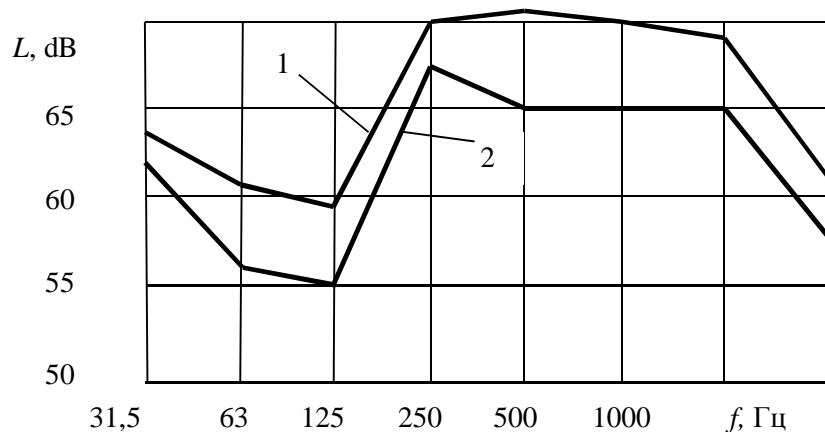


Рис.2. Рівні шуму L , створюваного обігрівачами у октавному діапазоні смуг частот f : 1 – обігрівач з двома вентиляторами; 2 – обігрівач з одним вентилятором

Як бачимо на рис. 2 і в табл. 2, за рівнем шуму обігрівач з одним вентилятором вигідно відрізняється від обігрівача з двома вентиляторами. Зокрема, зниження рівня шуму L_A , вимірюваного за шкалою А шумоміра, становить 3 – 4 дБА.

Висновок. Запропоновано варіант конструкції обігрівача салону автобусів та досліджено його робочі характеристики, що дозволяє значно зменшити витрати електроенергії та покращати комфортність перевезення пасажирів за рахунок зниження рівня шуму в салоні, створюваного обігрівачами.

УДК 629.015

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ ФОРСОВНОГО КЕРУВАННЯ
ДВИГУНОМ ПРИ ПЕРЕМИКАННІ ПЕРЕДАЧ**

**EXPERIMENTAL JUSTIFICATION FOR THE USE OF FORCED ENGINE CONTROL WHEN
SHIFTING GEARS**

Роман Пельо

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

Describes the methodology and equipment for determining the optimal modes of gearshifting a car with an automatic gearbox.

З метою удосконалення роботи системи «двигун – трансмісія» автомобіля проведено експериментальні дослідження для підтвердження раніше висунутої гіпотези про доцільність форсованого керування двигуном під час перехідних процесів щодо паливоощадності. Об'єктом проведення експериментальних досліджень був автомобіль Toyota Yaris (код моделі SCP90), оснащений бензиновим двигуном 2SZ-FE та мультимодальною механічною коробкою передач C551A «MULTIMODE», в конструкції якої є 5 сенсорів і 3 електромотори.

Суть їздових випробувань – відтворення автомобілем низки програм руху (розгонів та сповільнень) по горизонтальній ділянці дороги, під час яких реалізувались перемикання передач, відповідно, «вгору» і «вниз» у командному і автоматичному режимах. Одночасно з перехідними процесами в роботизованій коробці передач почергово здійснювалось керування двигуном у форсований і нефорсований спосіб.

Для здійснення цього завдання було прочитано оригінальний файл прошивки ЕБК (електронного блока керування) за допомогою професійного обладнання через колодку OBD2. Наступним кроком було редагування оригінального файлу сертифікованою компанією з чіп тюнінгу. Відтак здійснено запис відредагованого файлу прошивки ЕБК. До комплексу вимірювальної апаратури належали: ноутбук Panasonic CF-54 з програмним забезпеченням TD3; діагностичний модуль Techstream 2+ (TS2+); витратомір палива AICHI model OF05ZAT і цифровий контролер витрати палива ZJ-LCD-M. При цьому фіксувались: значення абсолютної витрати палива від початку і до закінчення програми руху; відхилення від заданої програми руху, а також низки інших показників, що характеризують кількісні показники спільної роботи двигуна та трансмісії.

Розроблення загальної методики експериментальних досліджень і монтування реєстраційної апаратури вимагає дотримання таких вимог: можливість одночасної фіксації параметрів, що характеризують режими руху автомобіля, двигуна, коробки передач, а також дорожні умови; сумісність дискретного числення з безперервним записом зміни параметрів; автономність монтування і дії апаратури, що усуває її вплив на роботу водія і двигуна з КПП; надійність; універсальність – можливість використання на різних автомобілях; легкість керування; мінімальна трудомісткість оброблення результатів і достатньо висока точність реєстрації параметрів.

Для оцінювання достовірності результатів експериментальних досліджень розроблена математична модель системи «двигун – трансмісія» і проведено комп'ютерне моделювання перемикання передач у середовищі MATCAD.

Однак при складанні математичної моделі зроблені припущення і спрощення, які, власне, впливають на точність перехідних процесів у реальній трансмісії. Зокрема, не враховувались жорсткість і коефіцієнт демпфування елементів трансмісії, а також прийнято сталим коефіцієнт тертя у синхронізаторах коробки передач.

Загалом висунута гіпотеза про доцільність форсованого керування двигуном при організації перемикання східчастою трансмісією підтверджується теоретичними та експериментальними дослідженнями. При цьому єдиним критерієм якості перехідних процесів залишається значення абсолютної витрати палива. Вибраний критерій ні за яких обставин не суперечить традиційним вимірникам лише тому, що обов'язковою умовою проведення експериментальних досліджень є обов'язкове дотримання водієм наперед заданої програми руху.

УДК 629.015

ПРО ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ РОЗМІРІВ СИСТЕМИ ВИПУСКУ НА ПОТУЖНІСТЬ ДВИГУНА

ABOUT THE EFFECT OF GEOMETRIC SIZES OF THE EXHAUST SYSTEM ON THE ENGINE PERFORMANCE

Юрій Пороховський, Олександр Голюк

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

The requirements for the design of the exhaust system of automobile internal combustion engines are described. The process of flow of exhaust gases through the system and possible ways of increasing the engine power are considered. The influence of the geometric parameters of the exhaust system on the dynamics of the engine is investigated.

Система випуску призначена для відводу продуктів згорання з циліндрів двигуна, їх охолодження, а також зниження шуму і токсичності відпрацьованих газів. Основними конструктивними елементами системи випуску є: випускний колектор, каталітичний нейтралізатор, сажовий фільтр для дизельних двигунів, резонатор, глушник та з'єднувальні трубопроводи.

Система випуску повинна виконувати наступні основні завдання: зменшення рівня шуму відпрацьованих газів; зниження токсичних складників у відпрацьованих газах до гранично допустимих концентрацій; добре очищення та продування циліндрів двигуна; мінімальні втрати енергії відпрацьованих газів при протіканні від випускного клапана до лопаток турбокомпресора. При протіканні відпрацьованих газів у випускній системі відбуваються три основні процеси, а саме: демпфування коливанням; погашення звукових хвиль для зниження шуму; поширення ударних хвиль у газовому середовищі.

Вищеперелічені процеси істотно впливають на коефіцієнт наповнення циліндра. Тому більшу увагу доцільно звертати на тиск газів у випускному колекторі в момент відкривання випускного клапана. Відомо, що чим нижчий тиск, тим більший перепад тиску від випускного колектора до випускного і вищий заряд отримає циліндр двигуна на фазі впуску.

Дослідження показали, що коефіцієнт наповнення циліндрів, обертовий момент та потужність двигуна мають пряму залежати від зміни тиску між впускним та випускним колекторами під час фази продування.

При проектуванні випускної системи автомобіля необхідно, щоб ударні хвилі, які поширювались у трубі, відбивались від конструктивних елементів системи, і повертались до випускного каналу у вигляді розрідження або стрибка тиску. Розрідження в системі отримується за рахунок інерційних сил газів, оскільки після різкого підвищення тиску завжди виникає фронт розрідження. Основною задачею залишається зробити так, щоб це було контрольоване явище у відповідний момент.

Дослідження показали, що для приросту потужності, в діапазоні середніх і високих обертів, доцільно встановлювати замість цілісного колектора трубчастий. Крім цього, оскільки рух відпрацьованих газів у випускній системі являє собою коливний процес, встановлення короткої труби у випускному колекторі дозволяє досягати резонансний ефект, що покращує продування камер згорання на високих обертах двигуна. Проте довгі труби запобігають поверненню відпрацьованих газів у сусідні камери згорання, в яких ще не закрилися випускні клапани.

Малий діаметр труби забезпечує високу швидкість руху відпрацьованих газів, при якій відбувається найкраще продування камери згорання і досягається номінальний обертовий момент на низьких і середніх обертах. З іншого боку, це створює додатковий опір потоку при високих обертах двигуна. За допомогою труби великого діаметра отримують приріст потужності на високих обертах і зниження на низьких.

УДК 629.015

**ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВПУСКНОЇ СИСТЕМИ ЛЕГКОВОГО
АВТОМОБІЛЯ НА ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ДВИГУНА**

**EFFECT OF CAR INTAKE SYSTEM GEOMETRIC PARAMETERS ON THE ENGINE
PERFORMANCE**

Юрій Пороховський, Владислав Долішний

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

The design features of the passenger car entrance system are considered. Estimates of air filter and inlet line parameters are given. To evaluate the research results, a bench on which the research was conducted and software for it were described.

Керування подачею свіжого заряду (повітрям) до початку процесу стиску є основним аспектом сучасних двигунів, оскільки це впливає на викиди, продуктивність та економію палива. Керування вхідним зарядом – це процес, який використовується для забезпечення того, щоб вхідний заряд, що подається в камеру згорання, на всіх робочих режимах відповідав низці вимог: забезпечення подачі достатньої кількості повітря; контроль температури і тиску свіжого заряду повітря; відповідний об'ємний рух та кінетичну енергію подачі повітряного заряду.

Для зниження викидів, при збереженні або покращанні інших характеристик двигуна, необхідно забезпечити узгодженість подачі повітря та палива, щодо відповідної роботи двигуна. Це супроводжується збільшенням кількості апаратних засобів для керування цими властивостями, саме: регулювання тиску впуску; регулювання температури заряду; керування складом заряду (рециркуляція відпрацьованих газів); контроль потоку повітря в камеру згорання та виходу з неї; вентиляція картера.

В основу роботи системи впуску покладено різницю тисків у циліндрах двигуна і атмосферному тиску, що виникають при такті впуску. Об'єм повітря, що надходить у циліндри двигуна, є пропорційним об'єму циліндра. Кількість повітря, що надходить у циліндри, залежить від режимів роботи двигуна та регулюється дросельною та впускними заслінками.

Загальною вимогою, що висувається до систем впуску, є мінімальний опір системи. Зниження опору газового потоку при високій його швидкості забезпечується виконанням каналів з плавними переходами, що запобігає різким змінам напрямку потоку та площі прохідного перерізу. Для того,

щоб розподілити рівномірно свіжий заряд по циліндрах двигуна впускні трубопроводи роблять симетричними.

У зв'язку зі складністю систем впуску особливу увагу слід приділяти вибору розмірів цих систем з метою використання газодинамічних явищ для поліпшення наповнення циліндрів свіжим зарядом.

Від стану елементів системи впуску безпосередньо залежить ресурс і потужність двигуна. Оскільки з неочищеним повітрям у циліндри двигуна потрапляють різні забруднюючі речовини, що відкладаються на клапанах головки блока циліндрів і поршневих кільцях у вигляді сажі. Ця сажа змішується з недогорівшим паливом і утворює в'язку абразивну речовину, багаторазово збільшує знос поршневих кілець, стінок циліндрів і клапанів. Крім цього, невідфільтровані піщинки стирають металеві поверхні, як наждак, приводячи їх у повну непридатність. Якщо попадає вода, тоді водяна пара, потрапляючи в блок циліндрів, викликає корозію металу. У нормальних умовах експлуатації повітряний фільтр зменшує знос двигуна на 15 – 20 %, а в складних умовах – на 200 %.

Впускний колектор – найважливіша частина системи впуску двигуна внутрішнього згорання. У впускному колекторі потік повітря змішується з бензином, утворюючи паливо-повітряну суміш, і розподіляє її по циліндрах. Для запобігання осіданню палива на стінках колектора та для досягнення потрібної турбулентності і тиску в колекторі, внутрішні поверхні залишають нешліфованими. Для оцінювання досконалості конструкції повітряних фільтрів використовують різні характеристики: коефіцієнт очищення повітря K_o або коефіцієнт пропуску пилу K_d , гідравлічний опір фільтра Δ_p , час роботи фільтра до заміни t .

Щоб дослідити вплив геометричних параметрів повітряного фільтра і колектора на ефективні показники роботи двигуна створена дослідна установка на базі двигуна Lanos 1,6 DOHC. Блок керування якої підключений до ноутбука з програмним забезпеченням Delco IEFI-6, що дозволяє записувати дані в режимі реального часу і на основі отриманих значень формувати масиви даних, які у подальшому опрацьовувались за допомогою стандартних математичних програм.



Рис. 1. Двигун автомобіля Lanos 1,6

Для моделювання впливу стану і рівня засміченості повітряного фільтра системи живлення двигунів, було використано стандартний корпус повітряного фільтра двигуна автомобіля і декілька типів фільтрувальних елементів з різним ступенем їх забруднення. Також застосовувались повітропровід різного перерізу та різною довжиною, порівняно зі стандартною конструкцією. Контроль за системою живлення повітрям, під час досліджень впливу характеристик повітряного фільтра і колектора на ефективні показники двигуна автомобілів, здійснювався за допомогою

портативної USB-відеокамери для візуального контролю стану систем. За допомогою камери вдалося відстежувати можливі зміни у системі живлення, появу напилена на стінках повітропроводу, стану зазорів і спряжень.

У заводському каналі повітропроводу повітряний заряд є менш інертним і рівномірно розподіляється за довжиною каналу, що забезпечує гірше наповнення циліндра двигуна, особливо в момент значного зниження швидкості руху поршня.

У каналі повітропроводу, модифіковані з ресивером, за рахунок додаткового забезпечення живлення заряду і явища резонансу в циліндр двигуна внутрішнього згорання попадає набагато більша маса паливо-повітряної суміші, що дозволяє досягнути вищі технічні показники. Причому саме досягнення більш високого тиску впуску повітря дозволяє підвищити економічні й екологічні показники роботи двигунів внутрішнього згорання автомобілів.

УДК 621.717;631.3

ОБГРУНТУВАННЯ ПЛОЩІ КОНТАКТУ ЗАХОПЛЮВАЧА ЗНІМАЧА З КІЛЬЦЕМ ПІДШИПНИКА

RATIONALE OF THE SITE OF THE CONTACTS OF THE CAPTURE OF THE PULLER WITH THE BEARING RING

Василь Рис

*Львівський національний аграрний університет,
вул. В. Великого 1, м. Дубляни, 80381, Україна*

In the work of theoretical studies, it is reasonable to capture the area of contact of the puller with the bearing ring during dismantling, which made it possible to reduce its metal consumption without disturbing the functional properties. It is established that the rational form of the puller paw is one that is made in the form of a segment of a circle. The use of high carbon alloyed steels (steel 60C2A) allows reducing the contact area by 28%.

Основною вимогою до операції демонтажу пресових з'єднань, зокрема підшипникових вузлів та підшипників, є їх збереження в робочому стані. Знаючи допустимі напруження, які можуть виникати в деталях знімачів під час даних операцій та їх місце розташування проводиться вибір інструмента.

Правильне випресування підшипника проводиться з передачею зусилля демонтажу тільки на кільце, що встановлене з натягом і в жодному разі – на тіла кочення. Іноді підшипники демонтуються для здійснення технічного обслуговування або ремонту інших вузлів механізму – в цьому випадку підшипники зазвичай використовуються повторно.

Однією з проблем, яка виникає під час розбирання пресових з'єднань, є зісковзування захоплювачів з кільця підшипника. Для усунення цього недоліку знімачі оснащують додатковими елементами, які, в свою чергу, ускладнюють їхню конструкцію і збільшують масу, а також створюють певні незручності при використанні. Вирішенням цього питання є обґрунтування площі контакту захоплювача знімача, яка забезпечить умову його незісковзування з кільця підшипника під час демонтажу.

Нехай площа A контакту захоплювача та кільця підшипника має форму сектора, зображену на рис. 1. Площа сектора залежить від кутів β та β_1 . За умови, якщо кут $\beta < \beta_1$, площа сектора буде обмежена точками Z_1, H_1, H_2, Z_2 , якщо $\beta > \beta_1$, то площа сектора буде обмежена точками Z_1, H_1, H, Z . Збільшення кут β дозволяє істотно збільшити площу сектора.

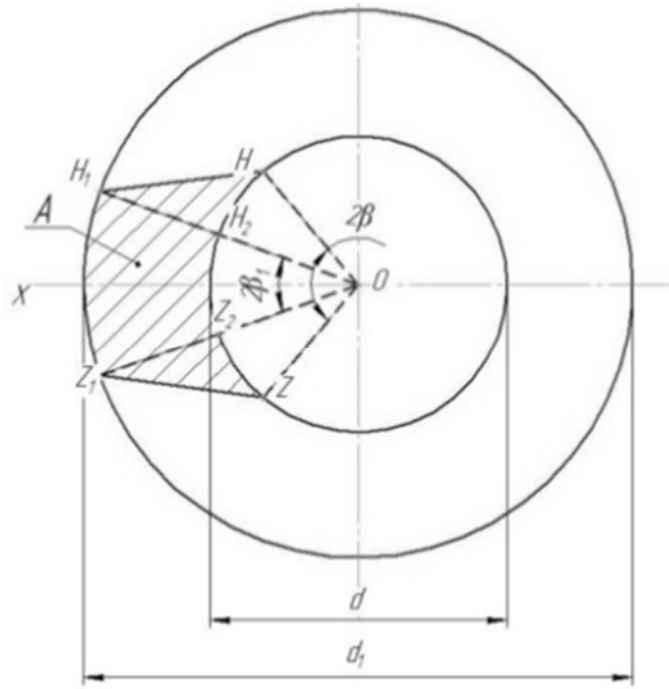


Рис. 1. Площа контакту лапи і кільця підшипника

Визначимо складові загальної площі:

а) площа кругового сектора OZ_1H_1 :

$$K_{OA_1} = A_{OZ_1H_1} = \frac{b_1 d_1^2}{4},$$

де d_1 – зовнішній діаметр внутрішнього кільця підшипника, мм;

б) площа кругового сектора OZ_2H_2 :

$$A_2 = A_{OZ_2H_2} = \frac{b_1 d^2}{4},$$

де d – діаметр вала, на який напресований підшипник, мм;

в) площа трикутника OH_1H :

$$A_3 = A_{OH_1H} = \frac{1}{2} \frac{d_1}{4} \frac{d}{2} \sin(b - b_1);$$

г) площа кругового сектора OH_2H :

$$A_4 = A_{OH_2H} = \frac{b - b_1}{2} \frac{d^2}{4}.$$

Площа контакту знаходиться через площі A_1, A_2, A_3, A_4 :

$$A = A_1 - A_2 + 2A_3 - 2A_4. \quad (1)$$

Після підстановки виразів складових площ, одержуємо формулу для визначення площі контакту захоплювача знімача з внутрішнім кільцем підшипника:

$$A = \frac{1}{4} \left[b_1 (d_1^2 - d^2) + d_1 d \sin(b - b_1) - (b - b_1) d^2 \right]. \quad (2)$$

У формулах, наведених вище, кути β і β_1 визначені у радіанній мірі. Формула (2) виведена для умови $\beta > \beta_1$, але нею можна користуватись без жодних змін і при $\beta_1 \geq \beta$.

Зокрема, при $\beta = \beta_1$ формула (2) значно спрощується до вигляду:

$$A = \frac{b(d_1^2 - d^2)}{4}. \quad (3)$$

На підставі теоретичних розрахунків отримано залежності площі контакту захоплювача з кільцем підшипника від зусилля випресування, зображені на рис. 2. Розрахунки площі контакту захоплювача знімача проводились для підшипників різного діаметра та різних марок сталей.

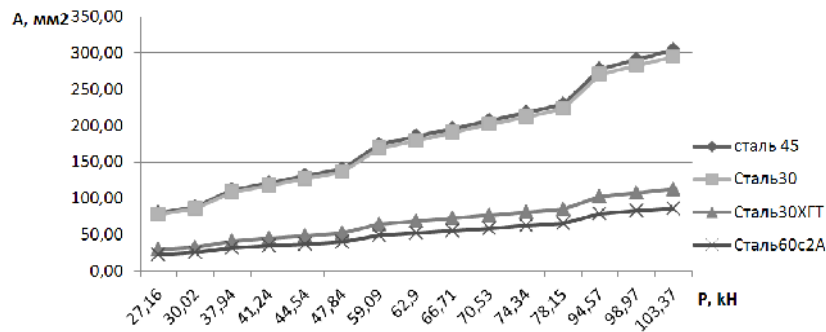


Рис. 2. Залежність площі контакту захоплювача знімача з внутрішнім кільцем підшипника від зусилля випресування підшипників з різним внутрішнім діаметром для різних матеріалів при умові $\beta = \beta_1$

Аналіз отриманої залежності (рис. 2) свідчить, що зі збільшенням зусилля випресування розрахункова площа контакту захоплювача збільшується. Ця залежність дозволяє розділити знімачі на чотири типорозміри за площею контакту захоплювача. Із запропонованих нами чотирьох типорозмірів знімачів перший (найменший) розмір знімача дозволяє демонтувати підшипники діаметром до 40 мм за розрахунковим зусиллям 38 кН, другий – підшипники діаметром від 40 мм до 60 мм за розрахунковим зусиллям 59 кН, третій – підшипники діаметром від 60 мм до 90 мм за розрахунковим зусиллям 95 кН та четвертий (найбільший) – підшипники діаметром від 90 мм до 100 мм за розрахунковим зусиллям 104 кН.

Зменшити площу контакту лапи знімача з внутрішнім кільцем підшипника можна за рахунок використання матеріалу з кращими міцнісними характеристиками. Використання високовуглецевих легованих сталей дозволяє зменшити площу контакту, зокрема, для діаметра 40 мм з 111,6 мм (сталь 30) до 25,0 мм (сталь 60С2А), відповідно використання високовуглецевих легованих сталей (сталь 60С2А) дозволяє зменшити площу контакту на 28%.

Проаналізувавши залежність (рис. 2) бачимо, що зі зростанням зусилля випресування підшипника зростає площа контакту захоплювача знімача з внутрішнім кільцем підшипника. Це зумовлює збільшення металоємності знімача. Проте використання високовуглецевих легованих сталей дозволяє зменшити площу контакту захоплювача знімача з кільцем підшипника і тим самим зменшити металоємність знімача, не порушивши функціональних властивостей.

УДК 656.025.2

АНАЛІЗ МЕТОДІВ УПРАВЛІННЯ ПАСАЖИРСЬКИМИ ТРАНСПОРТНИМИ СИСТЕМАМИ

ANALYSIS OF METHODS OF PASSENGER TRANSPORT SYSTEMS MANAGEMENT

Роман Рогальський, Владислав Кудима, Павло Артимович

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

Provision of the need in fast, reliable and safe passenger transportation in cities can be realized by the building the perfect system of passenger transport systems management which will be based on the interconnection of three main groups of indicators: city-planning, road-planning and socio-economic.

Для ефективного впровадження раціональної пасажирської транспортної системи необхідно користуватися сучасними методами управління. У класичному варіанті основними функціями управління є [1,2]: організація, планування, мотивація та контроль. На сучасному етапі функціонування транспортних систем виділено 3 рівні управління [3]: мікрорівень; мезорівень та макрорівень.

Якщо охарактеризувати перший рівень – це управління на окремих пасажирських маршрутах маршрутною мережі. Також виділяють супермікрорівень – це управління на окремих ділянках маршрутів, пов'язаних перш за все, з умовами руху транспортних засобів або пасажирів.

Основними завданнями управління на мікрорівні є [2, 4]: вибір типу (за критерієм місткості) та кількості транспортних засобів, залежно від напруженості пасажиропотоків на маршруті; визначення режимів руху транспортних засобів на маршруті; складання розкладів руху транспортних засобів на маршруті тощо.

Відповідно до законодавства України [5], власниками міських пасажирських маршрутів є органи місцевого самоврядування, які виконують всі функції управління (організацію, планування, мотивацію та контроль). У передбачених умовах експлуатації міських пасажирських маршрутів частина функцій управління покладається на перевізника.

Основними недоліками управління на мікрорівні є: неврахування потреб пасажирських маршрутів різних видів міського транспорту, які функціонують паралельно; роздріблення маршрутною мережі за великою кількістю перевізників, що відображається на експлуатаційних показниках; неможливість впливати на умови руху по маршруту.

Усунути зазначені недоліки можливо шляхом використання методів управління на мезорівні. Мезорівень можна застосовувати для управління маршрутною мережею окремих видів міського пасажирського транспорту.

До основних завдань управління на мезорівні відносять [1,3]: впровадження системи диспетчерського управління і контролю на лінії; надання пріоритетних умов руху пасажирським транспортним засобам на транспортній мережі; розосередження часу початку роботи підприємств і організацій; введення експресних і укорочених рейсів у пікові періоди; переключення пасажирських транспортних засобів з одного маршруту на інший.

Як і в попередньому рівні, всі функції з управління покладені на органи місцевого самоврядування, які, як правило, створюють на базі комунальних підприємств диспетчерські центри. Основним недоліком такого управління є відсутність координації руху усіх видів міського пасажирського транспорту. Для цього існує найвищий макрорівень, метою якого і є ця координація. Для реалізації цього рівня при органах місцевого самоврядування створюються управління транспортом, які є, по суті, координаційним центром управління пасажирським транспортом міста.

Основними завданнями координації руху видів міського пасажирського транспорту є [1,4]: раціональне дублювання маршрутів руху транспортних засобів усіх видів міського пасажирського транспорту; створення пріоритетних умов для екологічних видів міського пасажирського транспорту; формування адекватної тарифної політики для усіх видів міського пасажирського транспорту; зміна трас маршрутів при виникненні будь-яких непередбачених ситуацій тощо.

Головним недоліком будь-якого рівня управління є неможливість ручного перерозподілу пасажиропотоків між видами міського пасажирського транспорту або окремими маршрутами, оскільки вибір способу переміщення населення є особливістю кожного члена суспільства. А от вплинути на цей вибір можливо шляхом застосування окремих способів мотивації та контролю. Основою мотивації на пасажирському транспорті є знаходження компромісу між трьома учасниками перевізного процесу: органами місцевого самоврядування; перевізниками; пасажирями.

Якщо розглядати систему взаємодії учасників перевізного процесу, то можна спостерігати такі взаємозв'язки: між органами місцевого самоврядування та перевізниками; між органами місцевого самоврядування та пасажирями; між перевізниками та пасажирями; між органами місцевого самоврядування, перевізниками та пасажирями. Так, в межах взаємодії органів місцевого самоврядування та перевізників формується стабільність пасажирських перевезень за рахунок контролю з боку органів місцевого самоврядування. Натомість взаємодія перевізників та пасажирів полягає у задоволенні потреб на перевезення відповідно до необхідних провізних можливостей транспортних засобів із дотриманням умов перевезень.

Найбільш важливою є взаємодія між органами місцевого самоврядування та пасажирями, оскільки перші мають створити оптимальну (раціональну) пасажирську транспортну систему, а другі – постійно виконувати моніторинг якості отриманих послуг. Кінцевим результатом є знаходження компромісу, який полягає у створенні комфортних і безпечних умов перевезення пасажирів за розумну плату.

З точки зору вибору пасажирями способу переміщення він може бути свідомий та підсвідомий [3]. До чинників перевізного процесу, які впливають на свідомий вибір, відносять ті особливості переміщення, які людині (пасажирю) легко оцінити та порівняти з альтернативними варіантами (час, вартість проїзду, розклад руху тощо). Натомість чинники переміщення, які важко визначити (транспортна доступність, транспортна втома, регулярність руху) відносять до підсвідомого вибору. Пошук оптимального варіанту між критеріями свідомого та підсвідомого вибору є задачею NP-класу і може бути вирішена за допомогою евристичних методів [6, 7].

З іншого боку, вплинути на дотримання всіх умов переміщення можливо шляхом контролю перевізного процесу. Для того, щоб виконати функцію контролю, необхідно володіти інформацією щодо дотримання умов перевезення. Таку інформацію можна отримати шляхом визначення суспільної думки або за допомогою якісних показників перевізного процесу.

У своїй роботі автор [8] виділяє такі групи показників якості перевезень пасажирів: показники інформаційного обслуговування; показники комфортності; показники швидкості; показники своєчасності; показники безпеки.

Вагомий внесок у управління, а саме організацію перевізного процесу, вносять чинники, які відносяться до містобудівної категорії [9]. По-перше, це функціональне зонування території міста. Створена система відокремлення сельбищної зони від інших зон міста, зокрема промислової, вносить дисбаланс у розподіл пасажиропотоків у часі та просторі. Таким чином, головні напрямки переміщення пасажирів перевантажені у пікові періоди.

По-друге, недостатній розвиток вулично-дорожньої мережі створює обмежену пропускну здатність, що знижує швидкість переміщення пасажирських транспортних засобів і, відповідно, збільшує загальний час руху.

По-третє, зміна загальноміських центрів тяжіння пасажиропотоків за рахунок зміни профілю міста. Зі зміною вектору світової економіки більшість міст змінює власні стратегії розвитку. Це призводить до закриття великих промислових центрів. Натомість виникає ділова активність, яка супроводжується розвитком загальноміських та культурних центрів, ринків, торгівельних центрів тощо. Ці зміни відбуваються дуже швидко, й іноді пасажирська транспортна система не відповідає вимогам сучасності. Цей недолік виникає головним чином через те, що основні нормативні документи у сфері міського пасажирського транспорту [5, 10] передбачають: зміну трас маршрутів не частіше ніж 1 раз на 2 роки; перегляд маршрутної мережі 1 раз на 3 роки; розроблення комплексних схем транспорту 1 раз на 5 – 10 років; зміну стратегії розвитку міста 1 раз на 20 років.

Вимоги сучасності передбачають врахування тих динамічних процесів, що відбуваються як в світовій економіці, так і розвитку міста в цілому.

1. Доля В. К. Пасажирські перевезення / В. К. Доля. – Х. : Вид-во «Форт», 2011. – 504 с. 2. *Integrated Management of Sustainable Urban Passenger Transport Systems in Dispersed Cities: A Review of Successful Institutional Interventions [Electronic resours]/Leigh Glover//University of Melbourne – 2008. – 169 p. – Access mode : <http://abp.unimelb.edu.au/files/miabp/integrated-transport-final.pdf>. – Title screen.* 3. Kurt Dopfer. Micro-meso-macro / Kurt Dopfer, John Foster, Jason Potts // *Journal of*

Evolutionary Economics. – 2004, – Vol. 14, Iss. 3. – P. 263-279. 4. John Whitelegg. *Transport for a Sustainable Future: The Case for Europe* / John Whitelegg. – L. : JohnWiley, 1993. – 224 p. 5. Про затвердження Порядку розроблення та затвердження паспорта автобусного маршруту [Електронний ресурс]: (наказ № 278 від 07.05.10 р.) / Міністерство транспорту та зв'язку України. – 2010. – Режим доступу : <http://zakon5.rada.gov.ua/laws/show/z0408-10>. – Назва з екрану. 6. Костевич Л. С. Математическое программирование : Информационные технологии оптимальных решений : [учеб. пособие] / Л. С. Костевич. – Мн. : Новое знание, 2003. – 150 с. 7. Алгоритмы: построение и анализ [Томас Х. Кормен [и др.]. – Изд. 3-е. – М. : Вильямс, 2014. – 1328 с. 8. Ольховский С. Ю. Логистика городского общественного пассажирского транспорта: [учеб. пособие] / С. Ю. Ольховский, О. В. Быкова. – Омск: СибАДИ, 2013. – 218 с. 9. Логистика: Общественный пассажирский транспорт / [под ред. Л. Б. Миротина]. – М. : Экзамен, 2003. – 224 с. 10. Склад і зміст генерального плану населеного пункту : ДБН Б.1.1-15. – [Чинний від 2012.11.01]. – К. : Мінрегіон України 2012. – 21 с.

УДК 656.13

AN ANALYSIS OF FORMALIZED APPROACHES TO THE DETERMINATION OF TRAFFIC DELAY ON CITY STREETS INTERSECTIONS

АНАЛІЗ ФОРМАЛІЗОВАНИХ ПІДХОДІВ ЩОДО ВИЗНАЧЕННЯ ЗАТРИМКИ РУХУ НА ПЕРЕХРЕСТЯХ МІСЬКИХ ВУЛИЦЬ

Yuriy Royko, Oleg Hrytsun, Vladyslav Davosyr

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

Визначення та прогнозування затримок у транспортних та пішохідних потоках на перехрестях міських вулиць дозволяють покращити якість транспортного обслуговування в існуючих та проектних схемах організації дорожнього руху, а також підвищити ефективність функціонування транспортних систем міст.

The quality of transport service is determined by the range of indicators among which volume-capacity ratio, coefficient of the speed of movement, coefficient of saturation of movement etc. Given indicators depend from traffic intensity, capacity of the road network sections, desired and operating speed of movement, maximum density. Time and safety of movements that are made by city residents depend from them. In this work, the main attention is paid to the travel time, expressed through the traffic delays. Delays appear because of the down time on the intersections, caused by the principles of priority, regime of traffic light signalization operation, deceleration that appear due to maneuvering, and also on sections between them. Provision of desired speed regime with observing traffic safety conditions are objective functions of traffic and provide its effectiveness. Optimization tasks on the criterion of minimizing the delay are always topical because the motorization level and traffic intensity are constantly growing.

Let's take a look at existing scientific approaches to the determination of traffic delay on intersections and pay an attention on the factors that cause it. All they are based on regulations that arrival of road users to the intersection is random process.

On controlled intersections for the determination of vehicle delay Webster formula frequently is used [1–3]

$$d = \frac{T_c(1-I)^2}{2(1-Ix)} + \frac{x^2}{2N(1-x)} - 0,65 \left(\frac{T_c}{N^2} \right)^{1/3} x^{2+5I}, \quad (1)$$

where T_c – duration of traffic light cycle, s; I – ratio of green time duration to traffic light cycle duration; x – degree of saturation of the movement direction; N – traffic intensity on the studied direction, u/s.

In equation (1) the first component allows to determine the delay when the arrival of vehicles to the intersection is proportional. Such a phenomenon occurs in conditions of significant traffic intensity and the volume-capacity ratio above 0,7. The second component considers random character of vehicle arrival to the intersection. It is received on the basis of mass service theory and allows to determine the average delay in certain direction of the intersection which is represented in the form of single-channel system service where the flow of applications with constant intensity comes. The third component is error correction term that considers up to 10% of operational margin that is perceptive for the evaluation the effectiveness in transport systems.

In his work [4], Miller improved Webster formula and proposed for the determination of traffic delay on controlled intersection such formula

$$d = \frac{T_c - I}{2T_c(S - N)} \left(\frac{IS(2x - 1)}{N(1 - x)} + S(T_c - I) + I - 1 + \frac{N}{S} \right), \quad (2)$$

where I – coefficient of variation of traffic flow (ratio of the mean square deviation to mathematical expectation of the amount of vehicles that arrive per cycle to the intersection); S – saturation flow, u/s.

The main advantage of this formula is that it can be used for calculating traffic delays for different by the nature of arrival of traffic flows [1]. Besides, equation (2) allows more precisely consider the results of field experiment, results of which are being processed by the methods of mathematical statistics at large volumes of the sample.

In general, the amount of delay on controlled intersections depends from the regime of traffic light signalization work that, in its turn, determines by geometric-planning peculiarities of the intersection and the number of intensive conflicting traffic flows and general directions of pedestrian movements. For those controlled intersections where on all approaches intensive traffic flows exist, most frequently regime of traffic flow signalization work creates additional delays that from the view of transport service quality is not optimal solution but its justification proves by the increase of the level of traffic safety.

On uncontrolled intersections of streets (roads) in one level the time losses of vehicles are determined from the equation [2]

$$T_u = \frac{N_{sec} t_0}{3600 k_i}, \quad (3)$$

where N_{sec} – intensity of movement on secondary street (road) in both directions in physical units, auto/h; t_0 – average delay of one vehicle, s; k_i – coefficient of irregularity during the day.

$$t_0 = \frac{e^{N_m t_{cr}} - N_m t_{cr} - 1}{N_m N_{sec} (e^{N_m t_{cr}} - N_m t_{cr} - 1)}, \quad (4)$$

where N_m – intensity of movement on the main street (road) in both directions in physical units, auto/s; t_{cr} – critical interval that is needed to vehicle from the secondary direction to drive on the main or to cross it, s; N_{sec} – intensity of movement (on average by one lane) in physical units on secondary direction, auto/s.

In equations (1) and (2) the impact of pedestrian movement is included in the parameter of cycle, and in equations (3) and (4) – can be considered in critical intervals as there the time, needed for pedestrian to cross the roadway determines the delay of vehicles on the secondary direction. The drawback of proposed methods is that in both cases in any way has not been taken into account the impact of public transport stops, additional delay, caused by the need of intensive pedestrian flows on the crossing in conditions of traffic light control, and also that on uncontrolled intersections pedestrians cross not only secondary direction but

also the main, where also, in this regard, delays in vehicle movement occur. Besides, it is known that delays on all types (by the mode of traffic control) of intersections can occur also because of road unevenness [1].

It is also important to admit that during the evaluation of the capacity of uncontrolled intersections always the criterion is not only provision of sufficient intensity of movement by the main direction, but also by the secondary, because only then can be said about the work of this element of road network as intersection but not as the section of street between them.

Time losses of pedestrians on controlled intersection determine by formula [1,5]

$$T_{ped} = \frac{\sum_{i=1}^k \left(N_{ped_i} (T_c - t_{m_i})^2 \right)}{3600 \cdot 2T_c}, \quad (5)$$

where N_{ped_i} – intensity of pedestrian movement through the intersection in i phase of control, p/h;
 t_{m_i} – duration of the main time in i phase, s.

During the usage of equation (5) always such assumption is taken that for pedestrians for crossing the roadway time which is provided in the phase that serve them is enough. This formula has operational margin when big number of pedestrians that are crowded before the crosswalk waiting for permissive signal have not time to realize their right during the time of its action. In this situation pedestrians will try to realize their right during the restrictive signal.

What concerns the time for pedestrians to cross the uncontrolled crosswalk, then there from the results of experimental research is determined that the group of pedestrians accepts acceptable for such crossing least interval between vehicles than separate pedestrian. If the distribution between vehicles in traffic flows obeys the Poisson law, and inflow of applications from pedestrians on crossing the roadway coincides on average by the time with the moment of passage in given place mid-interval between vehicles than the average delay of pedestrian that crosses one-lane traffic flow, determines from the equation [6]

$$T = \frac{e^{-N_l(2t_a - \Delta t)}}{N} \left[e^{N_l(t_a - \Delta t)} (N_l \Delta t + 1) + \frac{e^{N_l(2t_a - \Delta t)(N_l \Delta t + 1)}}{2} - 2t_a N_l - 1,5 \right], \quad (6)$$

where N_l – traffic flow intensity on one lane, auto/s; t_a – value of minimum interval between vehicles that is acceptable for pedestrian, s.

For more precise evaluation of delays for all groups of road users and improvement of methods of its determination it is necessary more thoroughly to approach the principles of road planning and city planning, investigation of people behavior upon different road conditions etc. Such decisions will allow to optimize or rationalize delays in existing and designed schemes of traffic management, i.e. have sufficient level of scientific-practical justification.

1. Fornalchyk Ye.Yu. *Upravlinnia dorozhnim rukhom na rehuliovanykh perekhrestyakh u mistakh: monohrafiya* / Ye.Yu. Fornalchyk, I.A. Mohyla, V.E. Trushevskiy, V.V. Hilevych. – Lviv: Vydavnytstvo Lvivskoi politekhniki, 2018. – 236 s. 2. *Systemolohiya na transporti. Orhanizatsiya dorozhnoho rukhu* [Havrylov E. V., Dmytrychenko M. F., Dolia V. K. ta in.]; za red. M. F. Dmytrychenka. – K. : Znannia Ukrainy, 2007. – 452 s. – (5 kn./ Havrylov E. V., Dmytrychenko M. F., Dolia V. K. ta in.; kn. 4). 3. *Kremenets Yu. A. Tekhnicheskyye sredstva orhanyzatsyy dorozhnoho dvyzheniya* / Yu. A. Kremenets, M. P. Pecherskyi, M. B. Afanasiev. – M.: YKTs "Akademknyha", 2005. – 279 s. 4. Miller A.J. *The Capacity of Signalized Intersections in Australia* / A.J. Miller // Australian Road Research Board, ARRB Bulletin. – 1968. – 95 p. 5. Lobashov O.O. *Praktykum z dystsypliny «Orhanizatsiya dorozhnoho rukhu»: navch. posib.* / O.O. Lobashov, O.V. Prasolenko. Kharkiv: KhNAMH, 2011. – 221 s. 6. Buha P. H. *Orhanyzatsiya peshkhodnoho dvyzheniya v horodakh* / P. H. Buha, Yu. D. Shelkov. – M. : Vysshaya shk., 1980. – 232 s.

УДК 621.891

**РОЗРОБЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОМОБІЛЬНИХ
ОЛИВ ТА МЕТОДИКИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ**

DEVELOPMENT OF INSTALLATION CONSTRUCTION FOR AUTOMOTIVE OILS
INVESTIGATION AND METHODS OF RESEARCH

Олег Сороківський, Володимир Шведов

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

The installation for the rapid test of motor oil and lubricants is designed in the 3D COMPASS 3D system. The installation is designed to reproduce the friction process under controlled conditions and is based on the Timken method. In the Solidworks simulation software, the basic elements of the installation are designed to be durable and analysed the most loaded elements of the installation. The selection of necessary materials is made and the installation in the metal is made.

На основі проведених теоретичних досліджень на кафедрі експлуатації та ремонту автомобільної техніки Національного університету «Львівська політехніка» спроектована установка для експрес-тесту моторної оливи і мастильних матеріалів.

Основне призначення спроектованої установки – це імітація процесу тертя елементів, що обертаються. Ця установка призначена для відтворення процесу тертя у контрольованих умовах, що забезпечує повний контроль проходження експерименту. Процес тертя здійснюється між зразками з досліджуваних матеріалів циліндричної форми зі зміною температури оливи і швидкості обертання елементів тертя, з використанням основних видів автомобільної оливи. Установка побудована на основі методу Тімкена, оскільки він є найпростіший і наглядний для досліду, а також менш затратний під час виготовлення та проведення досліджень.

Основні конструктивні елементи установки розраховано на міцність з використанням відомих аналітичних залежностей, створено 3D моделі деталей установки у системі тривимірного проектування «КОМПАС-3D». На основі створених 3D моделей установки виконано робочі креслення деталей. Виконано підбір матеріалів та виготовлено необхідні деталі установки у металі. У якості приводу використано асинхронний трифазний електродвигун серії АІР63В4ВН3 з короткозамкненим ротором.

Для якісного проведення експериментів на установку встановлено електричну частину, що складається з цифрового терморегулятора, нагрівального елемента, електронної плати, блока живлення, амперметра.

У програмному продукті Solid Works Simulation основні елементи установки розраховано на міцність від дії статичних навантажень та деформацій. Визначено найбільш навантажені елементи установки та їх можливі деформації

Для подальших експериментальних досліджень розроблено методику визначення антифрикційних характеристик оливи під час взаємодії циліндричної поверхні в зоні тертя. Передбачена зміна режимів навантаження, температура оливи та швидкості обертання деталей у оливній ванні на розробленій установці.

Подальші дослідження дозволяють оцінити експлуатаційні характеристики найбільш вживаних автомобільних олив і розробити рекомендації щодо їх вибору для конкретних умов роботи агрегатів автомобіля.

УДК629.083(075.8)

**ФОРМАЛІЗАЦІЯ ПІДХОДУ ДО ОЦІНКИ РІВНЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ
АВТОБУСІВ**

THE FORMALIZATION OF AN APPROACH TO ASSESS THE LEVEL OF BUSES OPERATIONAL
RELIABILITY

Євген Форнальчик

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

An approach to determine the serviceability of buses to the probability of their structural elements flowless operation that work in terms of the wear of friction and fatigue is formalized

У попередньому дослідженні періодичності технічного обслуговування автобусів [1] використовувались припущення, що інтервали між відмовами підпорядковуються експоненційному закону. Воно підтверджувалось результатами опрацювання статистичних даних про відмови [2]. При цьому не брались до уваги окремо поступові відмови (з причин зношування поверхонь деталей тертям) та окремо раптові через втрату втомної міцності матеріалів деталей (підвіска, кермове керування, окремі деталі механізмів відкриття-закриття дверей). Не врахування цього важливого факту поділу деталей на таких дві групи за особливостями втрати ними працездатності може призвести до неадекватних результатів під час визначення рівня експлуатаційної надійності автобусів, зокрема імовірності безвідмовної роботи.

В окремих джерелах [3] вказується про те, що імовірності безвідмовної роботи конструктивних елементів машин, які втрачають працездатність з причин зношування тертям, описуються гамма-законом розподілу, а ті, що працюють в умовах циклічних знакозмінних навантажень (раптова втрата працездатності) – експоненційним законом. У такому разі модель для визначення імовірності безвідмовної роботи автобусів на розглядуваному інтервалі часу t повинна включати дві функції, які описують імовірність поступових $F_1(t)$ та раптових $F_2(t)$ відмов:

$$P_{\text{б.р.}}(t) = [1 - F_1(t)][1 - F_2(t)],$$

або, підставивши значення функцій $F_1(t)$ та $F_2(t)$, отримаємо імовірність безвідмовної роботи автобусів у явному вигляді:

$$P_{\text{б.р.}}(t) = \left[1 - \frac{\omega^k}{(k-1)!} t^{k-1} e^{-\omega t} \right] (1 - e^{-It}),$$

де ω – параметр потоку поступових відмов; I – інтенсивність потоку раптових відмов; k – кількість поступових відмов за розглядуваний період експлуатації автобусів.

Очевидно, що такий підхід до визначення імовірності безвідмовної роботи автобусів адекватніше відобразить реальний стан, ніж, якщо не брати до уваги особливостей втрати працездатності конструктивних елементів, які працюють у різних режимах навантажень, що зумовлює настання поступових та раптових відмов. У подальшому потрібно розглядати особливості з'єднання між собою цих елементів і приймати відповідні рішення про сумісність чи несумісність таких відмов.

1. Форнальчик Є.Ю. Про оптимізацію періодичності технічного обслуговування автобусів / Є.Ю.Форнальчик, М.А.Виджак // Вісник НУ «Львівська політехніка» серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів.- Львів, 2017.-№866.- С.239-243. 2. Форнальчик Є.Ю. Експлуатаційна надійність автобусів міського громадського транспорту / Є.Ю. Форнальчик, М.А. Виджак // Вісник Кременчуцького національного технічного університеті імені Михайла Остроградського. - Кременчук, 2016.-№1 (96).- С.91-96. 3. Надежность и эффективность в технике. Математические методы в теории надежности и эффективности; под ред.Б.В.Гнеденко.- т.2. - М.:Машиностроение,1987. - 286 с.

WWW

СЕКЦІЯ 3

ПІДЙІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ЕЛЕМЕНТИ
ПРИВОДІВ МАШИН

УДК 621.833

ВИЗНАЧЕННЯ АЕРОДИНАМІЧНИХ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ В ЗУБЧАСТІЙ ПЕРЕДАЧІ

DETERMINATION OF AERODYNAMIC POWER LOSS IN THE GEARING

Олександр Башта, Павло Носко, Мирослав Кіндрачук, Юрій Цибрій

*Національний авіаційний університет,
проспект Космонавта Комарова, 1, м. Київ, 03058, Україна*

The simulation of oil-air mixture in the toothed gear space at high speeds by numerical methods using the software package FLUENT was carried out. The analysis of simulation results showed that the parameters of wheel influences on the density of oil-air mixture in the toothed gear spaces; the growth of gear width increases Coriolis resistance force and the degree of mixture vacuum in the gear spaces and as a result, reduces the resistance; increasing the helix angle of gear reduces the power loss. Practical recommendations for decreasing the aerodynamic power losses are developed.

Розвиток сучасного машинобудування пов'язаний з підвищенням коефіцієнта корисної дії приводів. Особливо важливим є підвищення ефективності високопотужних (потужність понад 100 МВт) зубчастих передач, оскільки, у випадку механічного коефіцієнта корисної дії 0,98 – 0,99, втрати в зубчастих передачах трансмісій становлять понад 1 МВт. Експлуатація зубчастих передач за значних швидкостей пов'язана з втратами потужності внаслідок аерогідродинамічного опору. За даними відомих досліджень при коловій швидкості 80 м/с аерогідродинамічні втрати складають 70%.

Основними завданнями дослідження аеродинамічного опору обертанню зубчастих коліс в масло-повітряному середовищі за умови наявності циркуляційного способу мащення є: врахування матеріалів, термообробки зубчастих коліс, характеристики мастильного матеріалу (тиск впорскування, щільність та в'язкість мастильного матеріалу); визначення питомої ваги складових джерел втрат потужності внаслідок аеродинамічного опору обертанню; визначення впливу конструктивних та геометричних параметрів зубчастих коліс та передач в цілому на втрати потужності внаслідок аеродинамічного опору.

Проведено моделювання поведінки оливо-повітряної суміші в западинах зубчастого колеса з великими швидкостями обертання методами обчислювальної газодинаміки за допомогою комплексу обчислювальних програм FLUENT (рис. 1). У результаті 2D- та 3D-моделювання процесів у западинах зубчастого колеса методами обчислювальної газодинаміки встановлені закономірності руху оливо-повітряної суміші в западинах зубчастого колеса з великими швидкостями обертання.

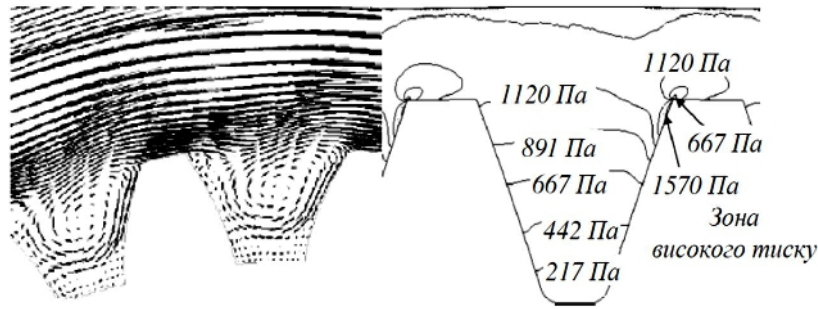


Рис. 1. Розподіл швидкостей та тиску в западинах зубчастого колеса

З метою подальшого розроблення інженерного методу оцінювання енергетичної ефективності зубчастих передач була створена спрощена математична модель. У результаті математичного моделювання отримані аналітичні залежності впливу геометричних та конструктивних параметрів зубчастого колеса на втрати потужності аеродинамічного опору обертанню.

За результатами досліджень встановлено, що: на густину оливо-повітряної суміші в западинах зубчастих коліс при їх обертанні істотно впливають параметри колеса; ріст ширини зубчастого вінця, з одного боку, збільшує силу опору Коріоліса, а з іншого – ступінь розрідження суміші в западинах та внаслідок цього знижує опір; збільшення кута нахилу зубців знижує втрати потужності.

З метою перевірки адекватності розроблених математичних моделей на спеціально спроектованому обладнанні проведено експериментальні дослідження. Задовільне співпадіння результатів теоретичних та експериментальних досліджень дозволяє зробити висновок про те, що отримані аналітичні залежності можуть бути рекомендовані для практичних розрахунків.

Розроблені практичні рекомендації зі зниження аеродинамічних втрат: зменшення торцевих зазорів нижче критичних розрахункових значень знижує втрати до 25%; повне обмеження осьового потоку оливо-повітряної суміші в западинах зменшує втрати до 35%; застосування додаткових пристроїв (наприклад перфорованих екранів) для розрідження оливо-повітряної суміші в западинах зменшує втрати потужності до 35%; застосовувати лабіринтні ущільнення.

УДК 621.825.5

МОЖЛИВОСТІ РОЗШИРЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФУНКЦІЙ КУЛЬКОВИХ ОБГІННИХ МУФТ

POSSIBILITIES FOR EXTENSION OF OPERATING FUNCTIONS OF MILLENNIUM OBJECTS MUFF

Антон Вавилов¹, Володимир Малащенко², Андрій Борис²

¹Білоруський національний технічний університет,
проспект Незалежності, 65, м. Мінск, 220027, Білорусь;

²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The possibilities of expansion of operational functions of overhead couplings of drives of machines requiring the transfer of rotational moments in only one direction are felled. A new design of a ball clutch-safety clutch is introduced, which not only transmits a torque in one direction, but also prevents overloads of elements of the kinematic chain of mechanical drives.

На практиці традиційно застосовуються роликові обгінні муфти для автоматичного з'єднання і роз'єднання кінців валів. Однак вони ставлять жорсткі вимоги до точності виготовлення основних деталей та схильні до проковзування, особливо під час неусталених режимів навантаження. Тому при можливості їх замінюють храповими механізмами, які простіші конструктивно, але мають теж низку недоліків: сильний шум при холостому ході, інтенсивне спрацювання заціпок тощо. Ці та інші недоліки вимагають створення прогресивніших муфт приводів. Такими пристроями є розроблені й запатентовані кулькові обгінні муфти, що передають обертальний момент не за рахунок тертя, а зачепленням кульок з робочими пазами півмуфт.

Нові кулькові обгінні муфти, внаслідок заочухування кульок у похилі пази півмуфт, напостійно зєднують кінці валів і не можуть запобігати перевантаженню кінематичних ланцюгів. З цього випливає сучасна потреба того, щоб кулькові обгінні муфти виконували роль не тільки обгінної, але ще й запобіжної муфти, що вигідно полегшить роботу приводу у нештатних ситуаціях та істотно зменшить ризик виникнення нещасних випадків та руйнування деталей кінематичних ланцюгів механічних приводів машин та механізмів при перевантаженнях. Така технічна потреба з покращання ефективності роботи механічних приводів застосуванням кулькових обгінно-запобіжних муфт з обґрунтуванням їхніх конструктивних і навантажувальних чинників вимагає подальших досліджень.

Розроблено декілька кулькових обгінно-запобіжних муфт, одна з яких запатентована та представлена на рис. 1. Ця конструкція муфти створена на базі описаної в літературі муфти, проте, на відміну від існуючої, вона значно розширює свої функції, оскільки не лише передає обертальний момент в одному напрямку та автоматично роз'єднує вали у разі зміни напрямку руху, але й запобігає дії перевантажень у кінематичному ланцюзі механічного приводу.

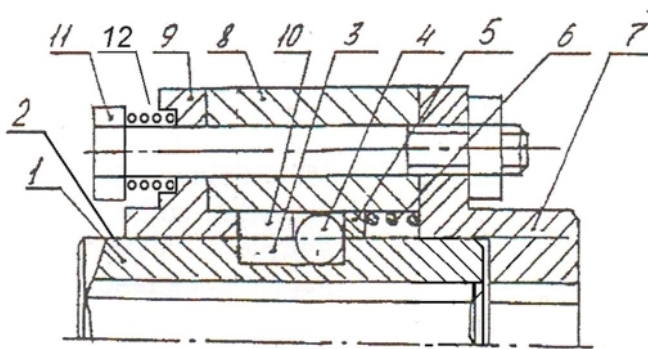


Рис. 1. Обгінно-запобіжна муфта з пружинами під головками з'єднувальних болтів у стані вільного ходу

Наведена на рис. 1 обгінно-запобіжна муфта складається з двох півмуфт, на яких виконано похилі пази. На поверхні ведучої півмуфти виконано прямі пази під кутом α . Пази ведучої півмуфти розташовані дзеркально відносно пазів веденої півмуфти і виконані на взаємно обернених циліндричних поверхнях півмуфт (патент України № 126111).

Основні елементи цієї муфти: ведуча півмуфта 1 з пазами 3; ведена півмуфта складається з деталей 9 з пазами 10, втулки 8, втулки 7 з фланцем. Ця група деталей з'єднуються болтами 11, під головками яких розміщено пружини 12. Півмуфти з'єднуються кульками 4, що контактують з кільцем 5, яке спирається на пружину 6.

Функціонування кулькової обгінно-запобіжної муфти відбувається так. При обертанні ведучої півмуфти 1 за годинникову стрілкою кульки 4 підпружиненим кільцем 5 та силою пружності пружини 6 заштовхуються в пази 10 веденої півмуфти 9. Після заглиблення кульок 4 в пази 10 на величину більшу їхнього радіуса, боковими поверхнями пазів 3 і 10 півмуфт 2 та 9 кульки 4 миттєво проштовхуються до периферії. В момент, коли кульки 4 досягнуть кінців пазів 10, вони не можуть більше рухатися ліворуч і починають тиснути на ведену півмуфту 9, примушуючи її обертатися разом з ведучою. Муфта буде обертатися як одне ціле та передавати номінальний обертальний момент.

При наростанні обертального моменту до небажаної величини, муфта переходить до нового режиму роботи. Її кульки 4 осьовою складовою нормальної сили сильніше тиснуть на ведену

півмуфту 9, яка, стискаючи регульовані пружини 12, зміщується в осьовому напрямку ліворуч і виходить із зачеплення з кульками (див. рис. 1). Півмуфти 1 і 9 розчіпляються і не передають підвищений за величиною обертальний момент. Цим виконується функція запобігання перевантаженню кінематичному ланцюга. Таким режимом роботи не володіє жодна з відомих кулькових обгінних муфт. Тобто пропонується розширити функції кулькових обгінних пристроїв розробленням нової обгінно-запобіжної муфти.

Як незначний недолік запатентованої муфти є деякий стукіт кульок, що вийшли з пазів веденої півмуфти. Це створює певний сигнал того, що кінематичний ланцюг перевантажений. Стукіт припиняється при зменшенні навантаження у приводі. У разі неможливості зменшення величини навантаження, необхідно зупинити механізм та усунути причину перевантаження.

При обертанні ведучої півмуфти 1 у зворотному напрямку кульки 4 боковими поверхнями пазів 10 виштовхуються з них. Внаслідок цього напівмуфти 2 і 9 автоматично роз'єднуються. Муфта переходить до холостого ходу і обертальний момент до веденої півмуфти у зворотньому напрямку не передається. Тобто, запропонована муфта може передавати обертальний момент тільки в одному напрямку й автоматично роз'єднувати вали як при зміні напрямку обертання, так і при зростанні обертального моменту до небажаної величини. Величина максимального обертального моменту визначається технологічним процесом приводу та встановлюється регульовальними пружинами 12, що повністю виключає перевантаження деталей не тільки муфти, а всього кінематичного ланцюга. Отже, запропонована муфта збільшує функціональні можливості, та значно надійніша за відомі кулькові обгінні пристрої.

Встановлено аналітичну та графічну залежність максимального обертального моменту від основних геометричних та пружних параметрів муфти, що зручно застосовувати на практиці:

$$T_{\max} = \frac{Gd_n^4 d D_i}{16D_n^3 i_n K t g a},$$

де $G=8 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності другого роду матеріалу пружини; d_n – діаметр дроту, з якого виготовляються пружини; D_n – середній діаметр пружини; i_n – кількість пружин; L – необхідна для роз'єднання механічного ланцюга деформація пружини. Її номінальна величина у цьому випадку має дорівнювати діаметру кульок.

Проаналізовано залежність максимального обертального моменту від діаметра дроту пружин, діаметра самої пружини та осьової її деформації (рис. 2).

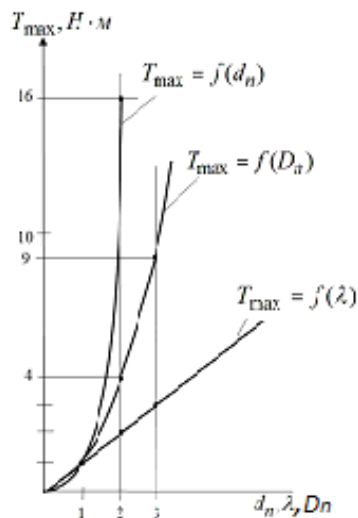


Рис. 2. Графіки зміни максимального обертального моменту

Загальні графіки цих залежностей ночно підтверджують, що на величину максимального обертального моменту найбільший вплив має значення діаметра дроту пружини, дещо менше – величина діаметра самої пружини та решта параметрів, що входять до отриманого рівняння.
УДК 621.01:632.981.2

**ПОПЕРЕЧНО-КУТОВІ КОЛИВАННЯ БІТУМО-ЩЕБЕНЕВОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ
ЯМКОВОГО РЕМОНТУ ДОРІГ**

BROWN-BREEDING OF BITUM-SHEEP AGGREGATE FOR FURNACE REPAIR

Ігор Вікович, Михайло Глобчак, Микола Осташок, Ярослав Яворський

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

Mathematical model of oscillations in the transverse and vertical space of trail of bitum and broken stone aggregate with independent torsions suspension.

В Україні найпоширенішим методом ремонту асфальтобетонних доріг є ямковий ремонт гарячою щебенво-бітумною сумішшю. Для такого ремонту доріг переважно застосовують різні типи бітумо-щебеневих агрегатів, які відрізняються конструкцією, габаритами, продуктивністю, експлуатаційними властивостями тощо. Найпоширенішими і найпростішими за конструкцією є причіпні бітумо-щебеневі агрегати у вигляді чотириколісного причепа, на рамі якого розміщена горизонтальна циліндрична ємкість для бітуму, а з обох боків – бункери для щебеню, які дають змогу успішно виконують ямковий ремонт доріг.

Звісно, ямковий ремонт доріг переважно пов'язаний з частим транспортуванням на порівняно великі відстані, зокрема, на нові ділянки для ремонту доріг причіпний бітумо-щебеневий агрегат з розігрітим рідким бітумом, рухливість якого істотно впливає на стійкість його руху і, як наслідок, на швидкість та час транспортування загалом. Тому дослідження поперечно-кутових коливань причіпного бітумо-щебеневого агрегату для ямкового ремонту доріг і визначення критичної швидкості його руху є актуальним завданням.

Бітумо-щебеневий агрегат має торсіонну підвіску, яка дає змогу досить швидко і плавно рухатись по нерівній, з частими вибоїнами, дорозі та зберігати необхідну стійкість під час транспортування рідкого гарячого бітуму.

Сьогодні проведено мало досліджень щодо стійкості руху транспортних засобів з торсіонними підвісками та дослідження динамічних процесів у бітумо-щебеневих агрегатах з розігрітим рідким бітумом. Тому нами розроблена математична модель поперечно-кутових коливань бітумо-щебеневого агрегату з розігрітим рідким бітумом для ямкового ремонту доріг. Для дослідження поперечно-кутових коливань бітумо-щебеневого агрегату з торсіонною підвіскою нами розроблена динамічна модель, яка показана на рис. 3.

Стійкість руху та плавність ходу такого бітумо-щебеневого агрегату залежить від правильно вибраних параметрів його торсіонної підвіски, що є головним завданням наших досліджень. Вибір основних параметрів торсіонної підвіски, зокрема жорсткості і геометричних розмірів, проводили, виходячи з допустимих значень максимальних напружень у торсіоні, від яких залежить міцність, надійність та довговічність цієї підвіски загалом.

Розроблена математична модель причіпного бітумо-щебеневого агрегату з незалежною однавальною торсіонною підвіскою дає змогу всебічно проводити аналіз динамічних процесів бітумо-щебеневого агрегату під час транспортування розігрітого рідкого бітуму.

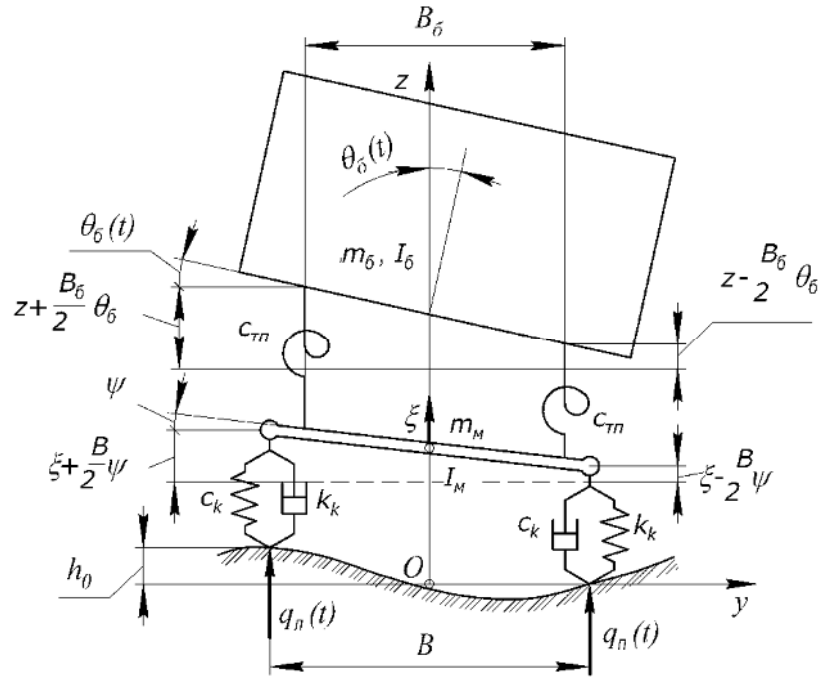


Рис. 1. Розрахункова схема коливань бітумо-щебеневого агрегату з торсіонною підвіскою у поперечно-вертикальній площині

На основі принципу Даламбера, відповідно до розрахункової схеми на рис. 1, одержано рівняння поперечно-кутових коливань бітумо-щебеневого агрегату з торсіонною підвіскою у вигляді:

$$\begin{aligned}
 & M \ddot{\theta}_\delta + 2C_{\text{тп}} \left[z + \frac{B_p}{2} q - \left(x + \frac{B_k}{2} y \right) \right] + 2C_{\text{тп}} \left[z - \frac{B_p}{2} q - \left(x - \frac{B_k}{2} y \right) \right] = 0; \\
 & I_M \ddot{\psi} + 2C_{\text{тп}} \left[z + \frac{B_p}{2} q - \left(x + \frac{B_k}{2} y \right) \right] \frac{B_p}{2} - 2C_{\text{тп}} \left[z - \frac{B_p}{2} q - \left(x - \frac{B_k}{2} y \right) \right] \frac{B_p}{2} = 0; \\
 & m_M \ddot{\xi} - 2C_{\text{тп}} \left[z + \frac{B_p}{2} q - \left(x + \frac{B_k}{2} y \right) \right] - 2C_{\text{тп}} \left[z - \frac{B_p}{2} q - \left(x - \frac{B_k}{2} y \right) \right] + \\
 & + 2k_k \left(x + \frac{B_k}{2} y - q_n \right) + 2k_k \left(x - \frac{B_k}{2} y - q_n \right) + 2c_k \left(x + \frac{B_k}{2} y - q_n \right) + 2c_k \left(x - \frac{B_k}{2} y - q_n \right) = 0; \\
 & I_M \ddot{\theta}_\delta - 2C_{\text{тп}} \left[z + \frac{B_p}{2} q - \left(x + \frac{B_k}{2} y \right) \right] \frac{B_p}{2} + 2C_{\text{тп}} \left[z - \frac{B_p}{2} q - \left(x - \frac{B_k}{2} y \right) \right] \frac{B_p}{2} + \\
 & + 2k_k \left(x + \frac{B_k}{2} y - q_n \right) \frac{B_k}{2} - 2k_k \left(x - \frac{B_k}{2} y - q_n \right) \frac{B_k}{2} + 2c_k \left(x + \frac{B_k}{2} y - q_n \right) \frac{B_k}{2} - 2c_k \left(x - \frac{B_k}{2} y - q_n \right) \frac{B_k}{2} = 0,
 \end{aligned}$$

де $M = m_\delta + m_{p\delta}$ – повна маса бітумо-щебеневого агрегату, m_δ – маса бітумо-щебеневого агрегату; $m_{p\delta}$ – маса бітуму як твердого тіла, I – момент інерції причіпного бітумо-щебеневого агрегату разом з бітумом; $q_n = h_q(1 - \cos nt)$; $q_n = h_q(1 - \sin nt)$ – збурення від дорожніх нерівностей під лівими і правими колесами відповідно; ν – частота збурення.

УДК 621.807.212.7

НАУКОВІ ОСНОВИ СТВОРЕННЯ ТРУБЧАСТИХ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ ЗІ ЗМІННОЮ ДОВЖИНОЮ ТРАНСПОРТУВАННЯ

THE SCIENTIFIC BASIS FOR DEVELOPING TUBULAR BELT CONVEYORS WITH VARIABLE TRANSPORTATION LENGTH

Олександр Гаврюков

*Донбаська національна академія будівництва і архітектури,
вул. Героїв Небесної Сотні, 14, м. Краматорськ, 84333, Україна*

On the basis of theoretical studies the mathematical models for the following aspects were worked out: the process of a tubular belt loading during the change of a conveyor transportation length; transient process of conveyor belt deviation off the pulley with a slight curvilinearity of the generatrix; cargo holding capacity of a tubular belt when the transportation length is being changed; the impact of the cargo and conveyor parameters on the tubular belt durability, as well as on the cost of cargo transportation.

Сучасна тенденція розвитку світового машинобудування характеризується постійним підвищенням технічного рівня новостворюваних машин та устаткування, що забезпечує їхню конкурентоспроможність в умовах зростаючих вимог ринку. Одним з напрямів підвищення техніко-економічних показників транспортувальних, будівельних і землерийних машин є використання трубчастих стрічкових конвеєрів зі змінною довжиною транспортування.

На основі теоретичних досліджень розроблені математичні моделі процесу навантаженості трубчастої стрічки під час зміни довжини транспортування конвеєра; перехідного процесу бокового сходження стрічки з барабана з незначною криволінійністю твірної; утримувальної здатності трубчастої стрічки щодо вантажу під час зміни довжини транспортування; описання впливу параметрів вантажу конвеєра на довговічність трубчастої стрічки, а також на собівартість транспортування вантажу.

Вперше:

– встановлено закономірності зміни визначених параметрів у залежності від умов та режимів навантаження стрічкового конвеєра. Так, виявлено, що під час нерівноприскореного подовження конвеєра на барабані пересувної станції відбувається збільшення натягу стрічки за рахунок збільшення статичної і динамічної навантаженості стрічки. Для зупиненого конвеєра збільшення натягу стрічки відбувається спочатку в фазі зрушення, потім – у фазі розгону стрічки й зміни довжини транспортування, для працюючого – тільки в фазі розгону й зміни довжини транспортування;

– визначено, що зміна статичного натягу стрічки на барабані пересувної станції конвеєра із зупиненим приводом у кінці фази зрушення завжди дорівнює силі опору руху стрічки на ділянці від барабана пересувної станції до рухомого барабана натягувача. Час існування фази зрушення залежить від параметрів механічної системи «механізм зміни довжини транспортування стрічкового конвеєра – стрічковий трубчастий конвеєр», жорсткості стрічки та відстані від пересувної станції до натягувача. Для конвеєра із зупиненим приводом збільшення статичного натягу стрічки в період зміни довжини транспортування, що наступив після фази зрушення, не залежить від швидкості переміщення пересувної станції;

– отримано аналітичні залежності, що описують перехідний процес сходження стрічки з барабанів з незначною вгнутістю поверхні барабана, що контактує зі стрічкою, і який описується закономірністю, що відповідає аперіодичній ланці першого порядку. Величина й швидкість бокового сходження на барабані з незначною вгнутістю поверхні барабана, що контактує зі стрічкою,

описується експонентою, яка залежить від коефіцієнта криволінійності барабана. На трубчастих конвеєрах барабан з незначною вгнутістю твірної дозволяє поліпшити показники систем автоматичного центрування стрічки на барабані;

– встановлено, що зміна прискорення пересувної станції конвеєра впливає на утримувальну здатність трубчастої стрічки щодо вантажу вище за розрахункове прискорення. При збільшенні прискорення зміни довжини транспортування вище за розрахункове утримувальна здатність стрічки щодо вантажу не знизиться, якщо при цьому зменшити діаметр трубчастої стрічки;

– виявлено, що втомне руйнування трубчастої стрічки виникає від її стискання вантажем у зоні навантаження і під час проходження через лінійні роликові опори. Енергія стискання стрічки на лінійній роликовій опорі та її довговічність непропорційно залежить від діаметра труби.

Вдосконалено методи досліджень параметрів і режимів робочого процесу транспортування матеріалів трубчастими стрічковими конвеєрами.

Отримали подальший розвиток моделі та експериментальні стенди для вимірювання параметрів трубчастих стрічкових конвеєрів, які працюють зі змінною довжиною транспортування.

Виконані дослідження дозволили визначити оптимальні параметри й режими роботи під час зміни довжини транспортування трубчастих стрічкових конвеєрів; дати рекомендації щодо проектування систем автоматичного центрування стрічки на барабанах з незначною криволінійністю твірної; визначити параметри, що впливають на утримувальну здатність трубчастої стрічки щодо вантажу і методи її підвищення; визначити оптимальні параметри вантажу й конвеєра, що впливають на довговічність трубчастої стрічки, а також на собівартість транспортування вантажу.

Проведено експериментальні дослідження, які дали можливість підтвердити достовірність наведених математичних моделей.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблена і впроваджена методика розрахунку й прикладні програмні модулі для розрахунку основних параметрів трубчастих стрічкових конвеєрів, які працюють зі змінною довжиною транспортування. Запропоновано рекомендації, що забезпечать ефективну роботу під час експлуатації трубчастих стрічкових конвеєрів.

УДК 621.1

КІНЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ТРАНСФОРМАЦІЇ В ПОТУЖНОСТІ ІНЕРЦІЙНОГО ДИФЕРЕНЦІАЛЬНОГО ТРАНСФОРМАТОРУ МОМЕНТУ

KINETIC TRANSFORMATION PRECONDITIONS IN THE POWER OF THE INERTIAL DIFFERENTIAL TRANSFORMER OF MOMENT

Василь Каретін, Андрій Курко, Михайло Михайлишин

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001, Україна*

The change of component vector projections of the rotating eccentric weight velocities in the “stop” mode and dynamic clutch modes is investigated. The diagrams of kinetic moments in relative modes are constructed.

Необхідність створення безсходинкових передач диктується вимогами автоматичної роботи механічних приводів. Дослідження енергетичних передумов трансформації в потужності полягає в аналізі проекцій швидкостей ланок інерційно-реактивного блока, оскільки саме кількісні зміни складових проекцій визначають траєкторію дебаланса інерційного диференціального трансформатора

моменту (ІДТМ) (рис. 1): обертання тільки навколо осі привода дебаланса (стоповий режим); обертання навколо центральної осі (режим динамічної муфти).

Нехай, дебаланс має форму кулі масою m . Якщо початкова точка траєкторії співпадає з центральною віссю механізму, то координати дебаланса у стоповому режимі обчислюються за формулами:

$$\begin{aligned} x(t) &= r \left[(\cos(w_6 t + e) \cos(c) + c) \cos(w_{16} t + g) + \sin(w_6 t + e) \sin(w_{16} t + g) \right]; \\ y(t) &= r \left[(\cos(w_6 t + e) \cos(c) + c) \sin(w_{16} t + g) - \sin(w_6 t + e) \cos(w_{16} t + g) \right]; \\ z(t) &= r \left[(1 - \cos(w_6 t + e)) \sin(c) \right], \end{aligned}$$

де r – радіус дебаланса сателіта; c – радіус центра обертання сателіта; e, g, c – параметри початкових умов; w_6, w_{16} – кутові швидкості сателіта дебаланса та його приводу відповідно.

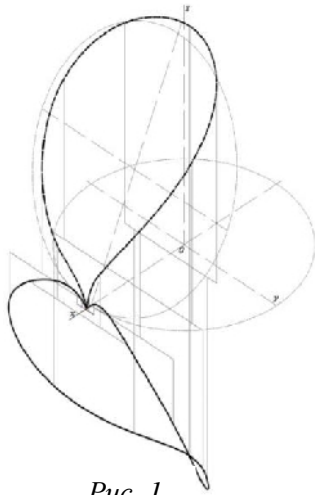


Рис. 1.

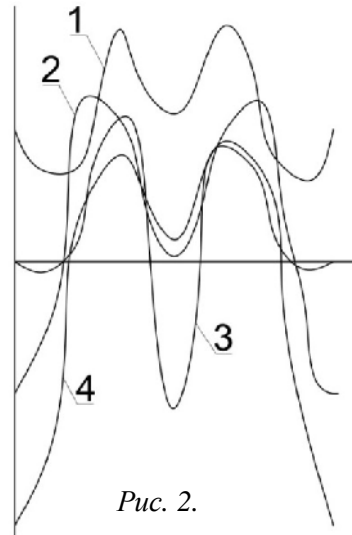


Рис. 2.

Обчислення та побудови в середовищах Mathcad і AutoCAD дозволяють наочно аналізувати великі об'єми даних.

За умови надходження однакової кількості енергії, для визначення траєкторії необхідно аналізувати розклад вектора сумарної швидкості дебаланса на складові, що паралельні до осей рухомої та нерухомої системи координат, осі Ox яких суміщені з центральною віссю механізму.

Кінетичною умовою режимів ІДТМ є наявність чи відсутність вектора оберткової швидкості w_1 навколо центральної осі механізму. Величини оберткових швидкостей дебалансу залежать від радіус-векторів відносно відповідних осей: вектор оберткової швидкості навколо осі сателіта дебаланса змінюється тільки за напрямком; вектори оберткових швидкостей навколо осі приводу дебаланса та центральної осі змінюється за напрямком та величиною. Тому при дослідженні кількісного перерозподілу аналізувались і проєкції складових, що паралельні та перпендикулярні до проєкції відповідних радіусів-векторів.

Оскільки ІДТМ – диференціальний механізм ($\omega > 1$), а рух дебаланса є сферичним, то проаналізовано (рис. 2) зміни: кінематичного моменту сумарного вектора швидкості відносно початку координат (крива 1); кінематичного моменту сумарного вектора швидкості відносно осі дебаланса (крива 2); кінематичного моменту сумарного вектора швидкості навколо центральної осі механізму (крива 3); кінематичного моменту сумарного вектора швидкості у стоповому режимі (крива 4).

УДК 621.793.6

ЗАХИСТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН І КОНСТРУКЦІЙ АЛІТОВАНИМИ ПОКРИТТЯМИ В УМОВАХ САМОРОЗПОВСЮДЖУВАЛЬНОГО ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОГО СИНТЕЗУ

PROTECTION OF MACHINE DETAILS AND CONSTRUCTIONS BY ALITED COATINGS UNDER CONDITIONS OF SELF-PROPAGABLE HIGH-TEMPERATURE SYNTHESIS

Олександр Коробочка, Борис Серeda, Олександр Гайдаєнко, Іван Бабко

*Дніпровський державний технічний університет,
вул. Дніпробудівська, 2, м. Кам'янське, 51900, Україна*

The paper considers the method of forming corrosion-resistant coatings on steels in the thermal ignition mode of self-propagating high-temperature synthesis (SHS). It has been established that aluminosilicated, aluminated and aluminum-chromed coatings obtained on machine parts have high corrosion resistance, compared to coatings obtained under isothermal conditions, corrosion resistance is 1.8-2.2 times higher.

Багатокомпонентні покриття на базі алюмінію отримали широке застосування для захисту деталей машин і конструкцій. З метою підвищення корозійної стійкості сталевих виробів алітовані покриття легували хромом, титаном та кремнієм в умовах СВС. Метод СВС отримав широке практичне застосування. Його чудові риси: швидкість синтезу і простота організації процесу, а також висока якість продуктів синтезу, одержуваних в оптимальних умовах. Сьогодні методом СВС отримано карбіди, бориди, нітриди, силіциди, інтерметаліди, халькогеніди, гідриди, оксиди тощо [1]. Проведення СВС-процесу полягало в здійсненні екзотермічних реакцій у режимі теплового самозаймання. Покриття мають дифузійну природу. Для нанесення використовувались зразки зі сталей 20, 45, У8. Робочий інтервал температур варіювався в діапазоні 900 – 1000 °С, тривалість ізотермічної витримки складала від 15 до 60 хвилин.

При легуванні хромом алітовані покриття на сталі 20 складаються з твердого розчину хрому та алюмінію в альфа залізі, фази Fe_3Al , на сталі 45 та У8 $(Cr, Fe)_{23}C_6(Cr, Fe)_7C_3$ + тв р-р Al та Cr в α -Fe, Fe_2Al_5 , Fe_3Al . При легуванні титаном покриття складається з фаз $TiAl$, Fe_3Al . При легуванні кремнієм на сталі 20 Fe_2Al_5 , Fe_3Al та α -твердий розчин, алюмінію та кремнію в залізі.

Дослідження корозійної стійкості проводили в 15% розчинах соляної, сірчаної та азотної кислоти. Встановлено, що найкраще покриття при дослідженні в 15% розчині HNO_3 є покриття леговані хромом, а в 15% H_2SO_4 – леговані титаном. В порівнянні з покриттями, отриманими в ізотермічних умовах хіміко-термічної обробки, вони мають корозійну стійкість 1,8 – 2,2 рази вищу. Отримані результати можна пояснити утвореними на поверхні легованих фаз, що приводить до посивації поверхні в агресивних середовищах.

У роботі розроблена раціональна технологія отримання легованих алітованих покриттів на конструкційних матеріалах, що дозволяє використовувати відпрацьовану СВС-шихту в якості баластового наповнювача для СВС-шихт, абразивного матеріалу для шліфування, порошкового матеріалу для напилення.

На кафедрі «Автомобілі та автомобільне господарство» ДДТУ, розроблена дослідно промислова установка з отримання захисних покриттів в умовах СВС. Простота технологічного обладнання та низька собівартість використовуваних матеріалів привертають широку увагу до цього методу отримання захисних покриттів на деталях автомобілів, тракторів та обладнання, що працює в умовах коксохімічного виробництва.

1. Серeda Б.П., Калініна Н.Е., Кругляк І.В. Поверхневе зміцнення матеріалів. Монографія. – Запоріжжя: ЗДІА, 2004. – 230 с.

УДК 621.9.025

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ГЛОБОЇДНИХ
ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ ДИСКОВИМИ ФРЕЗАМИ ПРИ БЕЗПЕРЕРВНОМУ
ФОРМОУТВОРЕННІ**

**THE INCREASE OF EFFICIENCY MAKING OF GEAR-WHEELS FOR GLOBOIDAL WORM GEARS
BY DISK MILLING CUTTERS AT CONTINUOUS FORMING**

Ярослав Литвиняк, Ігор Юрчишин, Тарас Щebetаха

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

This article is presented theoretical research of influence of technological factors for forming gear-wheels teeth of globoidal worm gears by new radial-and-round shaping process with disk milling cutters.

Черв'ячні передачі належать до просторових зубчастих передач, які використовують у гірничих, вантажо-підіймальних, транспортних, оброблювальних машинах енергетичної, видобувної, будівельної, металургійної, машинобудівної галузі промисловості. Висока вартість цих машин, важкі умови роботи, необхідність довготривалої експлуатації встановлюють особливі вимоги до якості черв'ячних передач приводів. Тому до актуальних належать наукові розробки спрямовані на обґрунтоване проектування черв'ячного зачеплення потенційно здатного до сприйняття високого навантаження та технологій виготовлення нових або ремонтваних черв'ячних приводів.

Глобоїдні черв'ячні передачі відрізняються від циліндричних черв'ячних передач більш високою навантажувальною здатністю, компактністю, нижчою матеріалоемністю, що є наслідком вгнутої поздовжньої форми черв'яка, який охоплює черв'ячне колесо, підвищеного коефіцієнта перекриття витків черв'яка та зубців колеса, сприятливі умови мащення зон контакту витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса, відносно низька кривина контактних поверхонь, що дозволяє збільшити величину навантаження, яке сприймає передача.

Позитивні властивості глобоїдної передачі ґрунтуються на геометрії зачеплення і технології нарізання витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса. Прямолінійною твірною сформовані активні бокові поверхні витків глобоїдного черв'яка та зубців колеса, які в зачепленні, після тривалого їх припрацьовування, утворюють зону стабільного обкочувального зношування зубців колеса та ділянки зношування вхідної та вихідної частин витків черв'яка. Внаслідок цього отримується природна модифікація поверхонь зубців колеса та витків черв'яка. Тому надання при виготовленні виткам глобоїдного черв'яка та боковим поверхням зубців черв'ячного колеса геометричних форм, що близькі до природної їх модифікації, дозволить зменшити час припрацювання глобоїдної передачі, яка зможе сприймати потрібне робоче навантаження практично зразу з початком її експлуатації.

Черв'яки та черв'ячні колеса глобоїдної передачі мають більш складну технологію виготовлення ніж у циліндричних черв'ячних передачах, що відображається у технологічному забезпеченні потрібної модифікованої форми витків черв'яка та профілю зубців колеса. Найбільш поширеним, при виготовленні глобоїдних черв'яків, є спосіб модифікації, за яким нарізання витків черв'яка виконують при збільшеній налагоджувальній міжосьовій відстані та зміненому налагоджувальному передавальному числі, які відмінні відповідно від міжосьової віддалі та передавального числа глобоїдної черв'ячної передачі, для якої виготовляють черв'як. Глобоїдний черв'як виготовляють тільки для певної глобоїдної черв'ячної передачі в якій він спряжений з певним черв'ячним колесом. Зубчастий вінець черв'ячного колеса нарізається із забезпеченням поздовжньої та профільної модифікації зубців. Для цього використовують черв'ячні глобоїдні фрези, дво-, три- та

чотирирізцеві (летючі) фрези, які мають технологічні обмеження щодо універсальності – налагоджуються і застосовуються тільки для виготовлення певного черв'ячного глобоїдного колеса. Особливості процесу нарізання зубців черв'ячних коліс стосуються також їх виготовлення під час відновлення глобоїдних черв'ячних передач, що підлягають ремонту. У ремонтіваних редукторах з глобоїдними черв'ячними передачами виготовляють тільки черв'ячне колесо зубці якого найбільш зношуються, а черв'як залишають попереднім. Отже, створення, розроблення та впровадження процесів формоутворення при нарізанні зубців черв'ячних коліс, що переважають за технологічною гнучкістю існуючі процеси, є актуальним завданням у сучасному машинобудуванні.

Одним з перспективних способів нарізання зубчастих вінців у зубчастих колесах є спосіб формоутворення зубців дисковою фрезою при періодичній зміні положення осі дискової фрези відносно осі нарізуваного зубчастого колеса. Цей спосіб реалізується на типовому зубофрезерному верстаті при типовому його налагодженні. Робоче переміщення дискової фрези відносно осі нарізуваного зубчастого колеса надається двома способами: прямолінійним зворотно-поступальним переміщенням дискової фрези, встановленої у спеціальному інструментальному пристрої, або коловим переміщенням дискової фрези, встановленої з ексцентриситетом у спеціальній інструментальній оправці. В обох способах дисковою фрезою періодично, безперервно фрезерується міжзубцева западина у заготовці зубчастого колеса.

При нарізанні зубців черв'ячного колеса дискова фреза розташовується симетрично в повздовжній площині симетрії черв'ячного колеса. Повна висота зубця черв'ячного колеса отримується при радіальній подачі дискової фрези. Коловий та зворотно-поступальний рухи дискової фрези забезпечують отримання синусоподібного профілю нарізуваного зубця колеса, що дозволяє здійснювати вхід та вихід витка глобоїдного черв'яка у зачеплення більш плавно, уникаючи підрізування зубців витком черв'яка. Центральна частина зубця колеса отримується із заглибленням яке відповідає потрібній модифікованій формі зубця глобоїдного черв'ячного колеса. Бокова поверхня зубців черв'ячного колеса глобоїдної передачі зображена на рис 1. Графічне зображення отримане шляхом чисельної реалізації розроблених параметричних рівнянь.

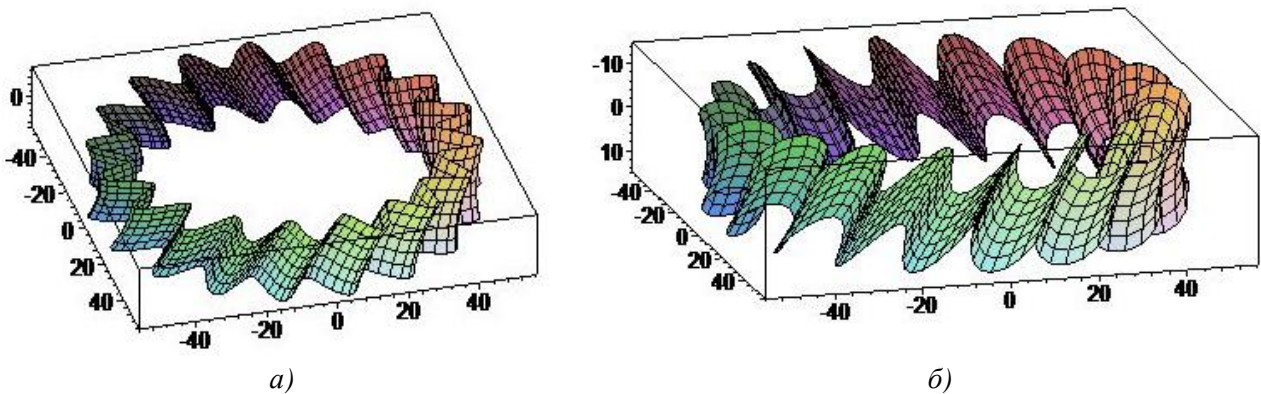


Рис. 1. Бокові поверхні зубців черв'ячного колеса глобоїдної черв'ячної передачі, отриманих зворотно-поступальним (а) та коловим (б) рухом дискової фрези під час формоутворення.

Досліджувані способи формоутворення бокових поверхонь зубців черв'ячного колеса мають вагомі переваги за рахунок технологічної гнучкості, що ґрунтується на можливості забезпечення профілю зубців і різних параметрів модифікації зубців черв'ячного колеса шляхом варіювання діаметра та ширини робочої частини дискової фрези, величини ексцентриситету встановлення чи амплітуди зворотно-поступального переміщення дискової фрези.

ФЛАНЦЕВО-ПАЛЬЦЕВА ПРУЖНА МУФТА, БУДОВА І ПРИНЦИП РОБОТИ

FLANGE-PIN ELASTIC COUPLING, ITS STRUCTURE AND PRINCIPLE OF OPERATION

Володимир Малащенко¹, Володимир Стрілець², Олег Стрілець², Андрій Шаран²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

²Національний університет одного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028, Україна

The structure and principle of operation of the flange-pin elastic coupling are described. The analytical expressions for calculating such couplings for durability in the transmission of torques are obtained.

Муфти є достатньо відповідальними механічними пристроями, що часто визначають надійність і довговічність всієї машини. Різноманітні функції сприяли розробленню великої кількості нових конструкцій муфт, описаних у роботі [1]. Згідно з ДСТУ 2278-93, велика кількість механічних муфт поділяють на чотири класи: некеровані, керовані, самокеровані і комбіновані. Клас муфт залежить від функцій, які вони виконують, крім з'єднання валів і передавання обертальних моментів. При проектуванні та розробленні муфт їх поділяють на групи: глухі, компенсувальні та пружні.

Розглядаються нові фланцево-пальцеві пружні муфти, які можна віднести до некерованих компенсувально-пружних. Муфти фланцево-пальцеві пружні, які складаються з двох ідентичних півмуфт, правої 1 і лівої 2 та пальців 3. Півмуфти 1 і 2 виконані у вигляді маточин 4 і фланців 5 у вигляді, наприклад, квадрата, як показано на рис. 1. На торцевих поверхнях фланців 5 на центральних осях квадрата, перпендикулярних до граней, виконані отвори рівновіддалені від осі обертання муфти в які запресовані пальці 3. Крім цього, зі сторони торцевих поверхонь фланців 5, симетрично відносно згаданих центральних осей і паралельно плоским граням, виконані наскрізні прорізи 6 на відстані δ від точки контакту з пальцем шириною b і довжиною l .

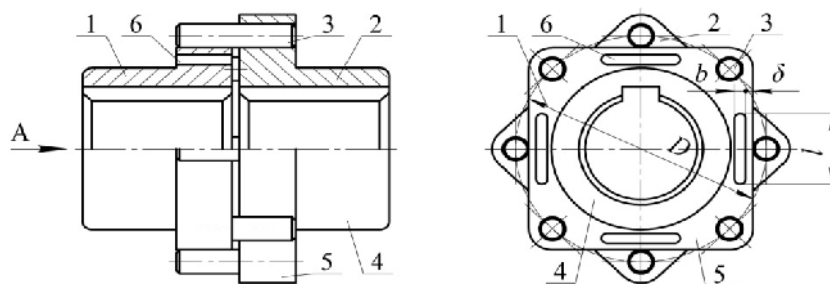


Рис. 1. Муфта фланцево-пальцева пружна

При збиранні муфти до півмуфти 1, із запресованими пальцями 3 у фланець 5 приєднують таку ж півмуфту 2, повернувши її на 45° відносно півмуфти 1, і встановлюють без зазорів так, що пальці 3 контактують з плоскими гранями над наскрізними прорізами 6. Передача обертального моменту від півмуфти 1 до півмуфти 2 виконується через пальці 3. При виникненні динамічних обертальних моментів плоскі ділянки граней над наскрізними прорізами 6 прогинаються. За рахунок деформації плоских ділянок граней над наскрізними прорізами 6 обертальний момент передається м'якше і

гасяться радіальні коливання, які виникають через незначну неспіввісність осей валів при їх з'єднанні.

Такі муфти поліпшують експлуатаційні показники механічних приводів машин – м'якше передають динамічний обертальний момент, компенсують неспіввісності і покращують технологічність з'єднання валів.

І. Малащенко В.О., Стрілець В.М., Стрілець О.Р., Федорук В.А. Нові муфти механічних приводів машин. Монографія. Рівне: НУВГП, 2019. 189с.

УДК 621.87

ВИКОРИСТАННЯ КРАНІВ З ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЮ СТІЛОВОЮ СИСТЕМОЮ У ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНИХ КОМПЛЕКСАХ

USING OF GANTRY CRANES IN LOADING COMPLEXES

Дмитро Паламарчук, Ліза Сисолятіна, Анна Кім

*Київський національний університет будівництва і архітектури,
проспект Повітрофлотський, 31, м. Київ, 03037, Україна*

The paper presents some aspects of using of level-luffing cranes in unloading complexes. Offered loading complex consists of level-luffing crane and belt conveyor. Conveyor is mounted on the portal of crane. Similar technical decision allows to reduce cycle time at unloading different ships.

Загальновідомо, що простоювання суден у портах є небажаним явищем, оскільки це призводить до значних фінансових затрат, як для первізника, так і для замовника вантажу. Тому зменшення тривалості завантаження та вивантаження транспортних суден є актуальною задачею. Особливо гостро це питання постає при вивантаженні сипучих вантажів. Це пов'язано з тим, що паралельно з розвантаженням судна відбувається навантаження цих вантажів у залізничні вагони чи автомобілі-самоскиди..

Найчастіше використовують дві схеми вивантаження сипких вантажів із суден та завантаження у вагони: судно, грейфер крана, борт, грейфер крана, вагон (кузов самоскида); судно, грейфер крана, вагон (кузов самоскида). Кожна з описаних систем має свої недоліки та переваги.

У випадку використання першої схеми збільшується швидкість розвантаження самого судна. Однак при цьому істотно збільшується загальна тривалість циклу вивантаження-навантаження. Крім цього, така схема не може бути використана у невеликих портах через відсутність місця для проміжного складування насипних вантажів.

У випадку використання другої схеми розвантаження-навантаження збільшується час розвантаження судна, однак загальна тривалість роботи з вантажем зменшується. Крім цього, така схема потребує гарних навичок у кранівника-оператора, оскільки потрібно точно позиціювати грейфер як при розвантаженні, так і при навантаженні. Це призводить до надлишкових зорових та нервових напружень оператора.

У зв'язку з цим, пропонується використання перевантажувального комплексу. Запропонований комплекс складається з порталного крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою, приймального бункера та стрічкового конвеєра. Набираючи насипний вантаж з судна, кран вивантажує його в приймальний бункер конвеєра. З бункера вантаж рівномірно подається на стрічку конвеєра і завантажується у залізничні вагони. Приймальний бункер та конвеєр доцільно монтувати на порталі крана. Це дозволить зменшити тривалість робочого циклу крана, оскільки відпадає потреба у повороті крана. Встановлено, що середня тривалість робочого циклу крана при

переміщенні вантажу на максимальний виліт становить близько 216 с. При цьому час, що затрачається на поворот крана – 42 с. Таким чином, лише уникнувши необхідності повороту крана вдасться зменшити тривалість робочого циклу перевантаження майже на 20%.

Сьогодні найчастіше використовують грейферні ковші об'ємом 3,5 – 5,2 м³. Виходячи з об'єму ковша, підбирають об'єм приймального бункера та продуктивність конвеєра. Важливо забезпечити постійне розвантаження бункера без затримки роботи крана. Крім цього, доцільно забезпечити можливість керування потужністю конвеєра для збільшення продуктивності навантаження вагонів сипучими вантажами. Найдоцільніше змінювати потужність конвеєра регулюванням частоти обертання ротора приводного електродвигуна.

Використання сучасних систем керування, поряд з багатофункціональними перевантажувальними комплексами, дає можливість істотно збільшити продуктивність розвантажувально-навантажувальних робіт, що, в свою чергу, дозволяє уникнути високовартісних простоїв суден у портах.

УДК 621.867:531.1

МЕХАНІЗМИ З ВНУТРІШНЬОЮ УРУХОМЧОЮ ЛАНКОЮ, ЯК ОСНОВНІ МЕХАНІЗМИ ПІДЙІМАЛЬНИХ МАШИН З ГІДРАВЛІЧНИМ УРУХОМНИКОМ

MECHANISMS WITH INTERNAL DRIVE LINK, HOW BASIC MECHANISMS OF EXCAVATORS WITH HYDRAULIC MOTOR

В'ячеслав Пасіка

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

The paper discusses the mechanism with an internal driving link used in many different machines. The mechanism contains hydraulic cylinder, which is hinged to the rack, a rocker arm pivotally attached to the driving rod and the rack. The positions, angular velocities and accelerations of the hydraulic cylinder and the rocker are analytically determined by the methods of engineering mechanics and the theory of mechanisms and machines. The results of the work can be used in research of motion of hydraulically driven excavator buckets, in other lifting and loading and road building machines, in the executive mechanisms of industrial robots.

У підйимальних машин (екскаватори, крани) з гідравлічним урухомником у ролі урухомника виступає поковзень зі штоком, де шток кріпиться до коромисла, а поковзень ковзає по гідроциліндрі. Коромислом може бути вихідна ланка (стріла автокрана "Силач"), або проміжна, як це у екскаваторів фірм JCB, Volvo, CAT та інших. Гідроциліндр, поковзень зі штоком і коромисло утворюють чотириланковий важільний механізм із внутрішньою урухомчою ланкою. Така група ланок у літературі отримала назву "неассурова" структурна група. Дослідження таких груп у літературі практично відсутні.

На рис. 1 наведено неассурову групу (урухомчий модуль), яку використано у багатьох сучасних колісних та гусеничних екскаваторах та підйимальних кранах різноманітних фірм.

Оскільки виділити групи Ассура у такому механізмі неможливо, тому застосувати відомі методи кінематичного аналізу важільних механізмів теж неможливо. У зв'язку з цим постало питання визначення кінематичних характеристик механізмів з неассуровими структурними групами.

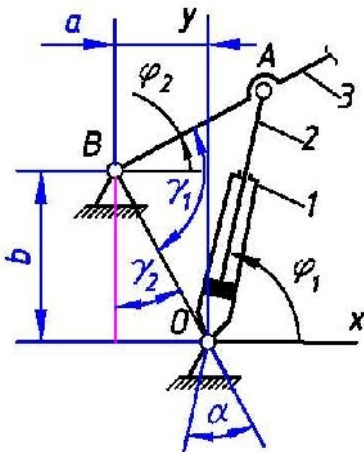


Рис. 1. Неасурова структурна група

У сучасній літературі обмаль матеріалів, у яких розглянуто кінематичний чи динамічний стан механічних систем з неасуровими структурними групами, хоча розглянутий механізм є основним у екскаваторах з гідравлічним урухомленням ковша. Так визначено лише особливі положення неасурових структурних груп [1], на прикладі екскаватора ЧЕТРА ЭГП розглянуто точність позиціонування ковша екскаватора, кінематичний ланцюг якого містить три урухомчих модуля [2]. Роботи у яких би проводили кінематичні та динамічні дослідження неасурових структурних груп автором невідомі.

Важливим питанням, від якого залежатимуть усі інші кінематичні характеристики модуля, є визначення закону руху штока $s(t)$ відносно гідроциліндра. Очевидним є те, що на початку руху переміщення штока і його швидкість дорівнюють нулю, а у кінці руху – переміщення штока дорівнює ходу H , а швидкість нулю. Таким чином маємо чотири граничні умови, які накладаємо на рух штока, і тому найпростіший закон руху можемо подати у вигляді полінома третьої степені

$$s(t) = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3,$$

де a_i коефіцієнти, які визначимо з крайових умов:

$$\left. \begin{aligned} t=0 &\rightarrow s=0, \quad ds/dt=0, \\ t=T &\rightarrow s=H, \quad ds/dt=0. \end{aligned} \right\}$$

Ураховуючи, що коефіцієнти a_0 і a_1 дорівнюють нулю, отримуємо такий синтезований закон руху штока відносно циліндра

$$s = H \frac{t^2}{T^2} \left(3 - 2 \frac{t}{T} \right), \quad v_{21} = ds/dt = 6H \frac{t}{T^2} \left(1 - \frac{t}{T} \right), \quad a_{21} = dv_{21}/dt = \frac{6H}{T^2} \left(1 - 2 \frac{t}{T} \right)$$

На рис. 2 наведені кінематичні характеристики синтезованого відносного закону руху штока при ході штока $H=0,5$ м за час $T=5$ с.

При визначенні положень використано метод Зінов'єва, а швидкостей і пришвидшень – теорему про складання швидкостей і пришвидшень у відносному русі точки. У результаті отримуємо:

– кути нахилу ланок $\varphi_1 = 90^\circ + \gamma_2 - \alpha$, $\varphi_3 = -90^\circ + \gamma_1 + \gamma_2$, де $\gamma_1 = \arccos \frac{l_{OB}^2 + l_{AB}^2 - l_{OA}^2}{2l_{OB}l_{AB}}$, $\gamma_2 = \arctg(a/b)$,

$$\alpha = \arccos \frac{l_{OB}^2 + l_{OA}^2 - l_{AB}^2}{2l_{OB}l_{OA}}, \quad l_{OA} = l_{OA_0} + s(t);$$

У роботі побудовані графіки кінематичних характеристик гідроциліндра і коромисла, які якісно подібні до графічних залежностей синтезованого відносного закону руху штока (рис. 1). Більш точно про таку кореляцію можна буде сказати при проведенні додаткових досліджень із іншими заданими законами руху штока.

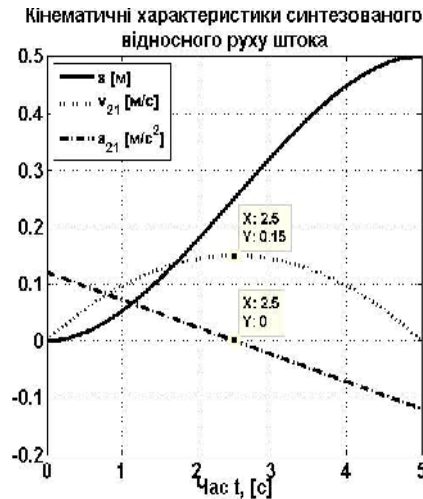


Рис. 2. Кінематичні характеристики синтезованого закону руху

– кутові швидкості $\omega_1 = \frac{v_{21} \operatorname{ctg}(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_{OA}}$, $\omega_3 = \frac{v_{21}}{l_{AB} \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}$;

– кутові прискорення $\varepsilon_1 = \frac{a_{21} \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - 2\omega_1 v_{21} \sin(\varphi_1 - \varphi_3) - \omega_1^2 l_{OA} \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + \omega_3^2 l_{AB}}{l_{OA} \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}$,

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{21} - \omega_1^2 l_{OA} + \omega_3^2 l_{AB} \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{l_{AB} \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}.$$

Висновки: проведено перший етап динамічного дослідження важільних механізмів із неасуровою групою і отримано аналітичні залежності для обчислення кінематичних характеристик ланок; показано, що на рухомі ланки модуля на початку і у кінці руху діє раптово прикладене інерційне навантаження (м'який удар), що є небажаним; доцільно було б дослідити вплив за певними законами зміни тиску у гідроциліндрі з метою максимально зменшити стрибок прискорення у крайніх положеннях інших ланок механізму; результати роботи можуть бути використані у дослідженнях руху ковшів екскаваторів та стріл підйомальних кранів з гідравлічним урухомником, у інших підйомально-навантажувальних і будівельно-дорожніх машинах, у виконавчих механізмах промислових робіт.

1. Деграве В.С. Особые положения плоских неасуровых структурных групп с внутренними входами / В.С. Деграве // Теория механизмов и машин. 2006. №2. Том 4, <http://tmm.spbstu.ru>. 2. Терентьева А.Д. Анализ точности перемещения рабочего органа одноковшового экскаватора / А.Д. Терентьева // Теория механизмов и машин. Том 14 2016 № 4(32), <http://tmm.spbstu.ru>.

УДК 621.867

ПРОЕКТУВАННЯ СТРИЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ З РОЗШИРЕНИМИ ФУНКЦІОНАЛЬНИМИ МОЖЛИВОСТЯМИ

DESIGN OF BELT CONVEYORS WITH EXPANDED FUNCTIONALITY

В'ячеслав Пасіка¹, Володимир Малащенко¹, Петро Коруняк²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

²Львівський національний аграрний університет
вул. В. Великого, 1, м. Дубляни, 83081, Україна,

The structural scheme of support of the load-bearing branch of belt conveyers is proposed in order to expand their functional capabilities, in particular for simultaneous transport and mixing of the mixture. This is achieved by changing the shape of the tape on the supports of the conveyor with the help of a lever four-link mechanism. As a result of kinematic synthesis, a system of three nonlinear trigonometric equations is obtained to determine the geometric dimensions of the mechanism in which the shape of the tape will have a given form. To avoid numerical solution of the system, a simple and quite accurate engineering method of kinematic synthesis of the mechanism of changing the shape of the conveyor belt to mix the mixture is proposed.

Високопродуктивна робота сучасного підприємства вимагає правильно організованих і надійно працюючих засобів промислового транспорту. Машина безперервного транспорту є важливими і відповідальними ланками виробничого процесу, від дії яких багато в чому залежить успіх його роботи. Стрічкові конвеєри широко використовують для транспортування насипних і штучних вантажів у різних галузях промисловості, будівництві, сільському господарстві, а також для виконання технологічних операцій (сушіння, зволоження, сортування тощо).

Специфіка сучасного виробництва та задачі, які стоять перед ним, потребує такого обладнання, яке уможливило виконання різноманітних технологічних операцій, було б "гнучким" зі зміною виробництва та забезпечувало максимальний коефіцієнт використання.

Аналізуючи роботу конвеєрів, типи їх остовів та опор, запропонована конструкція опори для вантажонесучої вітки (рис. 1а). Ефект від використання цього пристрою полягає у тому, що ролики опори встановлюють на ланки спареного важільного механізму. Завдяки переміщенню поковзця і зміні положення ланок механізму можна змінювати форму поперечного перерізу стрічки, зсуваючи вантажний потік з одного боку на інший і навпаки. Такий ефект можна використати під час сушіння або ж сортування рухомого сипкого матеріалу (суміші).

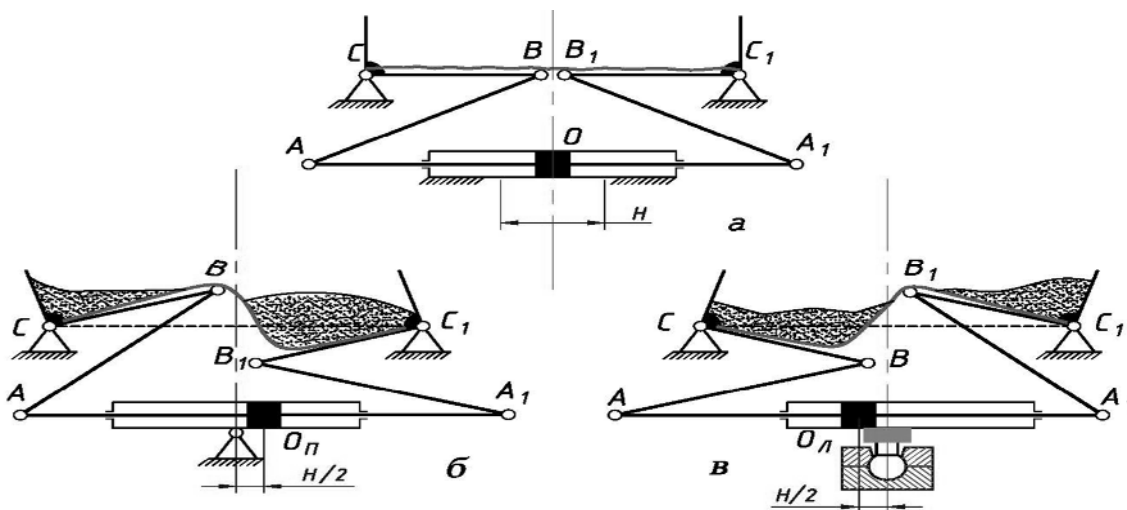


Рис. 1. Схеми можливих форм стрічки транспортера під час транспортування суміші: а – для транспортування, б і в – для одночасного транспортування і перемішування

Для розширення функціональних можливостей стрічкових конвеєрів присвячені роботи [1, 2]. У них запропонована конструкція, яка уможливило більш ефективне використання стрічки за шириною, а також швидке переналагоджування її для транспортування з одного виду вантажу на інший (наприклад, сипкого на штучний) і навпаки.

У роботі запропоновано інженерно-конструкторський підхід до проектування конвеєра шляхом кінематичного синтезу механізму одного з варіантів зміни форми його стрічки для перемішування суміші під час її транспортування.

На рис. 1б, в наведено механізм зміни форми стрічки у різних положеннях. Механізм містить шток $OA(OA_1)$ з поковзнем, гонки $AB(A_1B_1)$ і коромисла $BC(B_1C_1)$. У горизонтальному положенні стрічки (рис. 1а) механізм симетричний відносно вертикальної осі. При переміщенні штока з поковзнем управо (рис. 1б), ліва частина стрічки під дією коромисла BC вигинається вверх, а права – униз. При цьому коромисла BC і B_1C_1 повертаються на однаковий кут проти ходу стрілки годинника. При переміщенні поковзня зі штоком уліво (рис. 1в) стрічка і коромисла займають положення навпаки. Формалізовані умови синтезу подамо у вигляді системи трьох рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} x=0 &\Rightarrow \varphi_3=0, \\ x=H/2 &\Rightarrow \varphi_3=0,5\varphi_{3\Sigma}, \\ x=-H/2 &\Rightarrow \varphi_3=-0,5\varphi_{3\Sigma} \end{aligned} \right\},$$

де $\varphi_{3\Sigma}$ – максимальний розмах коромисла.

Перша умова відповідає середньому положенню поковзня (рис. 1,а). Дві наступні – крайньому правому (рис. 1,б) і крайньому лівому (рис. 1,в). У розписаному вигляді отримуємо систему трьох нелінійних тригонометричних рівнянь, де невідомі l_{OA} , l_{AB} і H входять в обернені тригонометричні функції. З трьох невідомих параметрів на l_{OA} і H накладено певні обмеження. Так бажано, щоб хід H був якомога меншим і справджувалась умова $x_A \leq x_B$ при максимальному переміщенні штока.

Щоб уникнути числового розв'язання нелінійної системи рівнянь запропоновано простий і досить точний інженерний спосіб кінематичного синтезу.

Висновки: запропоновано структурну схему опори вантажонесучої вітки транспортера для виконання технологічних операцій сушіння, зволоження, сортування, тощо; запропоновано простий і досить точний інженерний спосіб кінематичного синтезу механізму зміни форми стрічки транспортера для перемішування сипких матеріалів під час транспортування; використання запропонованого підходу проектування стрічкових конвеєрів уможливило реалізувати ряд технологічних операцій із сипкими матеріалами під час транспортування.

1. Патент. 95317. Україна, МПК В65G 17/00. Стрічковий конвеєр / Коруняк П. С., Баранович С. М., Ковальчук Т. Ю. – опуб. 25.12.2014. 2. Коруняк П.С. Шляхи вдосконалення конструкцій стрічкових транспортерів / П.С. Коруняк, С.М. Баранович, Т.Ю. Ковальчук // Вісник Львівського національного аграрного університету : Агроінженерні дослідження. – 2014, № 18, С. 245-250.

УДК 621.833

АНАЛІЗ ЯКІСНИХ І МІЦНІСНИХ ПОКАЗНИКІВ ЕВОЛЮТНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ТА ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ДІАПАЗОНУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ЇЇ ПРОФІЛЮ

ANALYSIS OF QUALITY AND STRENGTH INDICATORS FOR EVOLUTE GEAR AND DETERMINATION OF THE MAIN PARAMETERS RATIONAL RANGE OF ITS PROFILE

Роман Протасов¹, Олександр Устиненко²

¹Словацький технічний університет у Братиславі,
м-н Свободи, 17, м. Братислава, 81231, Словаччина;

²Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002, Україна

In this paper, an evolute gear with a convex-concave contact is considered. On the basis differential equation of the initial curve cutting tool, a method for synthesizing the side curve of a gear tooth is proposed. Methods for analyzing the quality indicators and the stress-strain state of gears have been developed. On the basis results obtained a graphical domain of dependences of the gear indicators on initial conditions differential equation was formed.

До сучасних виробів машинобудування ставлять високі вимоги щодо маси, габаритів, енергонавантаженості, і ці показники постійно стаєть все жорсткішими. Ця тенденція повністю стосується і зубчастих передач. Однак можливості підвищення характеристик передач з традиційним евольвентним зачепленням практично вичерпали себе як в області геометрії, так і в матеріалах, що застосовуються. Останній фактор часто змушує підвищувати точність виготовлення, що призводить до зростання собівартості виробу. Така ситуація є підставою для докладного розгляду першого вищенаведеного фактору – геометричного.

Відомо, що основним параметром, який лімітує навантажувальну здатність закритої зубчастої передачі, є контактний тиск у полюсі зачеплення, який, у свою чергу, залежить від зведеного радіуса кривини. У традиційній евольвентній передачі ми маємо опукло-опуклий контакт робочих поверхонь зубів, через це зведений радіус кривини невеликий, а його збільшення можна отримати тільки шляхом збільшення діаметрів коліс. Якщо застосувати опукло-вгнутий контакт, то теоретично можна збільшити зведений радіус кривини та, як наслідок, навантажувальну здатність передачі, при цьому зберігши або зменшивши її габарити. У той же час, такі передачі вимагають детального дослідження, тому необхідно визначити межі її працездатності як за геометричними, так і за міцнісними показниками.

Українським вченим А.І. Павловим розроблено нове сімейство зачеплень, назване ним еволютним. Воно має опукло-вгнутий контакт і є обкатним за висотою зуба, тобто може бути прямозубим. Теоретичною основою цього зачеплення є диференціальне рівняння твірної кривої та два параметри – кут зачеплення в полюсі α і коефіцієнт різновиду передачі k , що дозволяють синтезувати профіль зуба з певним значенням кривини профілю. Розв'язуючи це рівняння з варіюванням діапазонів параметрів k та α , отримуємо сімейство профілів.

Метою цієї роботи є дослідження якісних показників та характеристик міцності передачі з еволютним зачепленням. Основні якісні показники – зведений радіус кривини, швидкість ковзання в зачепленні та коефіцієнт перекриття. Методики їх визначення отримані аналітично з програмною реалізацією в системі MathCAD. Також за допомогою формули Герца визначено контактний тиск в полюсі зачеплення.

Перевірка інтерференції в зачепленні була проведена за допомогою двовимірного моделювання в САД-системі SolidWorks, а контактний тиск за висотою зуба та згинні напруження отримані з використанням тривимірних моделей методом скінченних елементів у САЕ-системі ANSYS.

Порівняння отриманих результатів якісних показників проводилось аналітично з аналогічною евольвентною передачею, а напружено-деформований стан оцінювався на підставі попереднього тривимірного моделювання та експериментальних даних існуючої зубчастої пари. Це пов'язано з відсутністю для еволютних передач на наш час методик визначення контактних та згинних напружень, що допускаються.

Результатом роботи є створення методики синтезу робочих профілів зуба, тривимірних моделей зубчастих коліс та аналізу їхніх якісних показників і навантажувальної здатності. Досліджена в роботі деяка множина передач представлена у вигляді графічної області з основними показниками зачеплення. За отриманими результатами було визначено, що деякі варіанти зачеплень та відповідні їм коефіцієнти k та α призводять до непрацездатності передачі. З іншого боку, послідовна зміна цих коефіцієнтів дозволяє отримати передачі з робочими параметрами кращими,

ніж в аналогічній евольвентної. У той же час, в групі досліджених еволютних зачеплень присутні взаємовиключні залежності якісних і міцних показників, які характерні також і для евольвентного зачеплення. Таким чином, отримана множина розв'язків не є виключно замкнутою областю існування, а дозволяє отримувати нові еволютні зубчасті пари, призначаючи коефіцієнти k і α при розв'язуванні диференціального рівняння еволютної кривої. А з огляду на те, що в еволютній передачі досить часто неможливо покращити певний показник без можливого погіршення деяких інших, синтез нових еволютних зачеплень слід проводити разом з комплексним аналізом всіх показників. Це дозволить створити передачу, яка найбільш повно відповідає заданим вимогам.

УДК 621.1

ВТРАТИ ЕНЕРГІЇ ПРИ РОБОТІ КАНАТНО-РОЛИКОВОЇ МУФТИ В УМОВАХ НЕСПІВВІСНОСТІ

ROLLER-ROPE COUPLING ENERGY LOSSES IN MISALIGNMENT CONDITIONS OPERATION

Владислав Проценко, Михайло Бабій

*Херсонська державна морська академія,
проспект Ушакова, 20, м. Херсон, 73000, Україна*

The thesis presents some aspects of the energy losses modeling in roller-rope coupling operation in misalignment condition. Graphs illustrating the results are presented.

Механічні втрати в канатно-роликовій муфті [1] складаються з втрат на подолання тертя роликів на своїх осях та втрат на згин канатів (втрат на подолання їхньої жорсткості) на роликах при роботі муфти в умовах неспіввісності. З огляду на це, для оцінки енергетичної ефективності застосування канатно-роликової муфти у приводах конструктору необхідно володіти відомостями про її коефіцієнт корисної дії (ККД). Для визначення ККД муфти розглянемо детально процес передачі нею енергії за рахунок аналізу силової схеми, показаної на рис. 1.

У кожен момент часу обертальний момент $T_{\text{вн}}$, що його здатна розвинути ведена півмуфта становитиме:

$$T_{\text{вн}} = F_{H2} \times O_1P_1 + F_{H1} \times O_1P_2 = F_{H2} (O_1P_1 + O_1P_2), \quad (1)$$

де F_{H1} – натяг ділянки каната A_1S_1 , що в заданий момент часу знаходиться над площиною радіального зміщення OO_1 ; F_{H2} – натяг ділянки каната A_2S_2 , що в заданий момент часу знаходиться під площиною радіального зміщення OO_1 .

Момент, який необхідно при цьому прикласти до ведучої півмуфти $T_{\text{вч}}$ буде більшим від $T_{\text{вн}}$ за рахунок приросту зусилля F_{H1} порівняно із зусиллям F_{H2} через втрати на роликах ($F_{H1} = F_{H2} + F_{\text{Нвтр}}$, де $F_{\text{Нвтр}}$ – приріст натягу каната, необхідний для подолання втрат), оскільки при обертанні муфти, що працює в умовах радіальної неспіввісності, канат у кожен момент часу протягується через батарею з двох роликів у той чи інший бік, що і спричинятиме їх повороти.

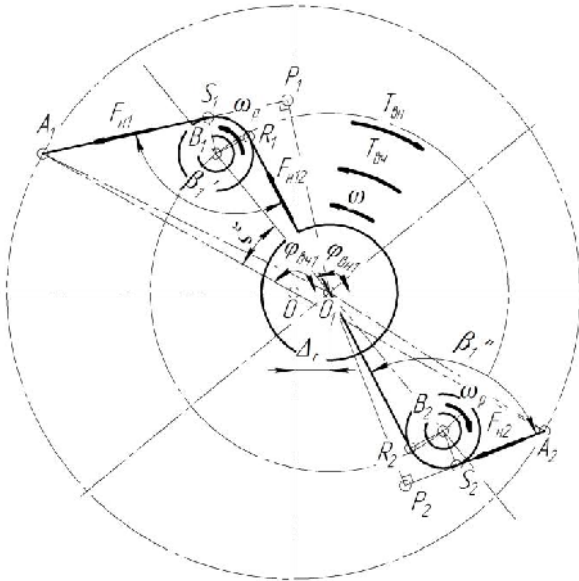


Рис. 1. Схема до визначення натягу гілок каната муфти

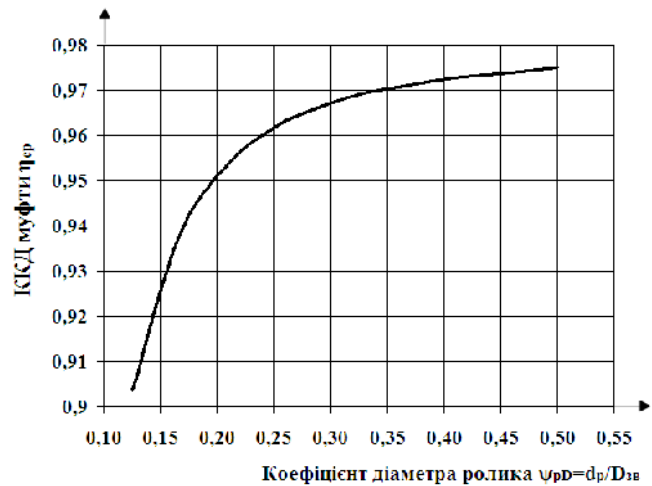


Рис. 2. Графік залежності середнього ККД муфти від коефіцієнта діаметра ролика

Тоді в загальному вигляді можна записати співвідношення:

$$1 + y_{mp1} + y_{жс1} = \frac{F_{H12}}{F_{H2}} = \frac{F_{H1}}{F_{H12}}, \quad (2)$$

де y_{mp1} та $y_{жс1}$ – коефіцієнти втрат на тертя роликів на своїх осях та втрат на подолання жорсткості каната.

Оскільки кут охоплення ролика канатом змінюється протягом одного оберту муфти, то змінюватиметься і величина сили тертя ролика на своїй осі, а отже, і величина втрат на тертя. Тому, позначивши y_{mp1} та y_{mp2} – коефіцієнти втрат на тертя на першому та другому роликах, отримаємо вираз для моменту $T_{вч}$, що його необхідно прикласти до ведучої півмуфти:

$$\begin{aligned} T_{вч} &= F_{H1} \times O_1P_1 + F_{H2} \times O_1P_2 = \\ &= F_{H12}(1 + y_{mp} + y_{жс})O_1P_1 + F_{H2} \times O_1P_2 = \\ &= F_{H2}(1 + y_{mp1} + y_{жс})(1 + y_{mp2} + y_{жс})O_1P_1 + F_{H2} \times O_1P_2 = \\ &= F_{H2}((1 + y_{mp1} + y_{жс})(1 + y_{mp2} + y_{жс})O_1P_1 + O_1P_2) \end{aligned} \quad (3)$$

У випадку нехтування різницею між кутами охоплення роликів канатом та відповідно різницею втрат на тертя (прирівнявши кути охоплення роликів муфти за наявності неспіввісності до кута охоплення роликів співвісної муфти $b'_1 = b''_1 = b_1$), а також різницею між плечима дії сил натягу каната O_1P_1 та O_1P_2 (прирівнявши їхню величину у неспіввісній муфті до величини відповідного плеча співвісної муфти, $O_1P_1 = O_1P_2 = OP$), матимемо вираз для обчислення середнього ККД муфти:

$$h_{cp} = \frac{2}{(1 + y_{mp} + y_{жс})^2 + 1}. \quad (4)$$

З метою оцінки впливу діаметра ролика на ККД муфти виконували кількісне моделювання за співвідношенням (4) для наступних параметрів муфти $D_{зв} = 120$ мм, $D_{вн} = 65$ мм, діаметр осі ролика $d_o = 8$ мм, $d_k = 2$ мм, коефіцієнт тертя ролика на осі $f = 0,02$ (сталева вісь – бронзовий ролик), коефіцієнт, що враховує жорсткість каната $c = 4$ (втрати на подолання жорсткості обчислювали за формулою за Б.С. Ковальського [2]). Радіальне зміщення осей модельної муфти для наочності приймали $\Delta_r = 10$ мм, а кут монтажного зміщення $\xi = 90^\circ$. Діаметрам роликів надавали значень, що забезпечували коефіцієнт діаметра $y_{pD} = d_p / D_{зв} = 0,15 \dots 0,45$ (рис. 2).

Аналіз отриманих результатів дозволяє констатувати, що збільшення діаметрів роликів дає змогу збільшити ККД муфти за рахунок зменшення моменту та втрат на тертя. Так збільшення діаметра ролика в три рази (y_{pD} на графіку збільшується з 0,15 до 0,45) може стати причиною підвищення ККД муфти на 4% (з 0,935 до 0,975). У муфтах великих розмірів доцільно підвищення енергетичної ефективності виконувати за рахунок встановлення в опори роликів підшипників кочення. Це дещо ускладнює конструкцію, але покращує енергетичну ефективність за рахунок підвищення ККД опор роликів. У випадку застосування підшипників кочення ($y_{mp} = 0,005$ [3]) можна отримати ККД муфти 0,948 (для підшипників ковзання в цьому ж випадку ККД становитиме 0,935).

1. Проценко В.О. Дослідження параметрів канатно-роlikової муфти / В.О. Проценко // Підйомно-транспортна техніка. Науково-технічний та виробничий журнал. – Одеса: ІНТЕРПРІНТ. – 2018. – №1 – С. 55 – 65. 2. Ковальський Б.С. Потери на блоках канатних полиспастов / Б.С. Ковальський // Вестник машиностроения. – 1965. – №10 – С. 34 – 37. 3. Бегун П.И. Прикладная механика / П.И. Бегун, О.П. Кормилицын. – СПб.: Политехника, 2012. – 465 с.

УДК 686.12.056

СИНТЕЗ КОМБІНОВАНОГО ДВОКРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ПРИВОДУ КАРЕТОК З ДИСКОВИМИ ІНСТРУМЕНТАМИ В ОБЛАДНАННІ ДЛЯ ОБРОБКИ РІЗАННЯМ ЗАГОТОВОК З ГОФРОКАРТОНУ

SYNTHESIS OF COMBINED DOUBLE CRANK-SLIDER MECHANISM FOR DISK TOOLS CARRIERS DRIVE IN THE EQUIPMENT FOR CORRUGATED BOARD BLANKS CUTTING

Іван Регей, Владислав Кузнецов, Ярослав Угрин, Тарас Коваль

Українська академія друкарства,
вул. Під Голоском, 19, м. Львів, 79020, Україна

The means proposed for cardboard involutes manufacturing, based on cutting by disk tools. The drive mechanism proposed for carriage with disk tools. There are obtained kinematic parameters of executive units of mechanism.

Для транспортних перевезень продовольчої та промислової продукції, побутових приладів від виробників до складських приміщень та закладів їх реалізації широко використовують тару з гофрованого картону. Її виготовляють, як правило, у формі прямокутного паралелепіпеда з плоских розгорток, отриманих штанцюванням гофрокартону [1].

Продуктування різних за конструкцією та форматом розгорток пов'язане з необхідністю виготовлення індивідуальних штанцювальних форм. Окрім цього, тиражування великорозмірних розгорток з гофрованого картону є проблемним через обмежені робочі формати штанцювального обладнання. Тому на таких підприємствах практикують скріплення декількох окремих розгорток в

одну зшиванням їх дротяними скобами, що порушує як строгу конструкцію та якість кінцевого виробу, так і подовжує тривалість технологічного процесу.

Варіантом мінімізації негативних чинників, пов'язаних з виготовленням великоформатних розгорток з гофрокартону, є використання запропонованого пристрою для обробки профільно-орієнтованого пакувального матеріалу способом ножичного різання. Він складається з дискових інструментів 1 (рис. 1), закріплених на каретці, що приводяться в рух валом 2, нерухомих протиножів 3, на яких зафіксована картонна заготовка КЗ.

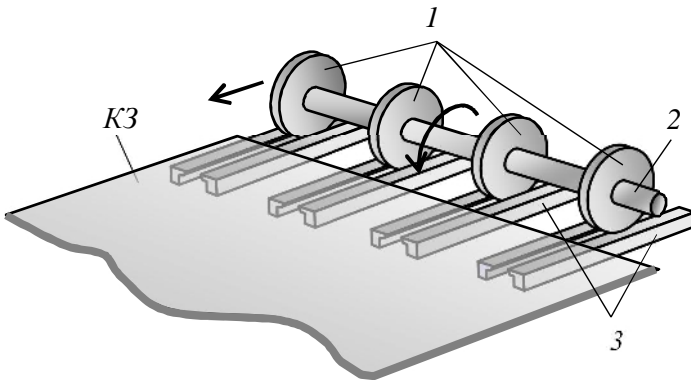


Рис. 1. Принципова схема засобу виготовлення пазів у заготовках з гофрокартону різанням дисковими інструментами

За рахунок щільного контакту бокових поверхонь дискових інструментів 1 із загостреними крайками протиножів 3 та внаслідок горизонтального переміщення вала 2 відбувається різання картону уздовж двох паралельних площин.

Привід каретки з інструментами укомплектований механізмом, що включає кривошип, шатун та повзун, який рухається зворотно-поступально вздовж напрямних. При русі повзуна зубчасте колесо, завдяки зачепленню з нерухомою рейкою, передає обертовий рух валу з дисковими інструментами.

Дослідження кінематичних параметрів засвідчили, що відносна кутова швидкість дискових інструментів протягом робочої та холостої фаз є змінною, а їхнє відносне кутове прискорення характеризується піковими значеннями на початку та наприкінці циклів [2]. Як результат, використання кривошипно-повзунного механізму в приводі дискових інструментів для вирізування пазів у заготовках з гофрокартону супроводжується інерційними навантаженнями на привід, а сам процес відбувається у нестабільних умовах їх взаємодії з матеріалом, що може негативно впливати на забезпечення потрібної якості обробки пакувального матеріалу.

Запропоновано для привода каретки з дисковими інструментами використовувати комбінований двокривошипний шарнірний механізм, який відрізняється від відомого наявністю коректуючого кулачкового механізму, що дозволяє цілеспрямовано змінювати важливий геометричний параметр – довжину умовного шатуна механізму [3].

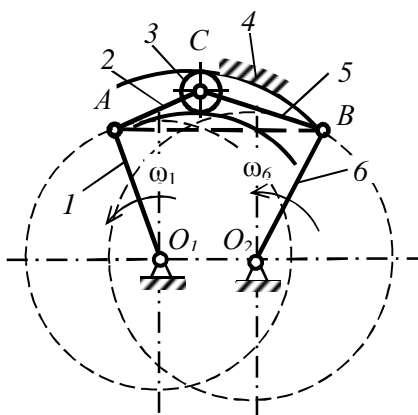


Рис. 2. Кінематична схема комбінованого двокривошипного шарнірного механізму

Механізм складається з ведучого кривошипа 1 (рис. 2), що обертається зі сталою кутовою швидкістю навколо осі O_1 ; ведучого шатуна 2, шарнірно приєднаного до ведучого кривошипа 1, з роликком 3, що знаходиться в пази нерухомого кулачка 4; веденого шатуна 5, шарнірно приєднаного з одного боку до ведучого шатуна 2, а з іншого боку – до веденого кривошипа 6, що обертається з нерівномірною кутовою швидкістю навколо осі O_2 .

За результатами синтезу запропонованого комбінованого двокривошипно-повзунного механізму з коректуванням довжини шатуна приводу

(використано закон періодичного руху «косинусоїда») отримано збільшення (порівняно з використанням звичайного двокривошипного механізму) фази робочого ходу каретки з дисковими інструментами, яка становить $\varphi_{рх} = 256^\circ$ (рис. 3). Пікові значення інваріанта лінійного прискорення повзуна $W_{пi} = 3,35; -2,76$.

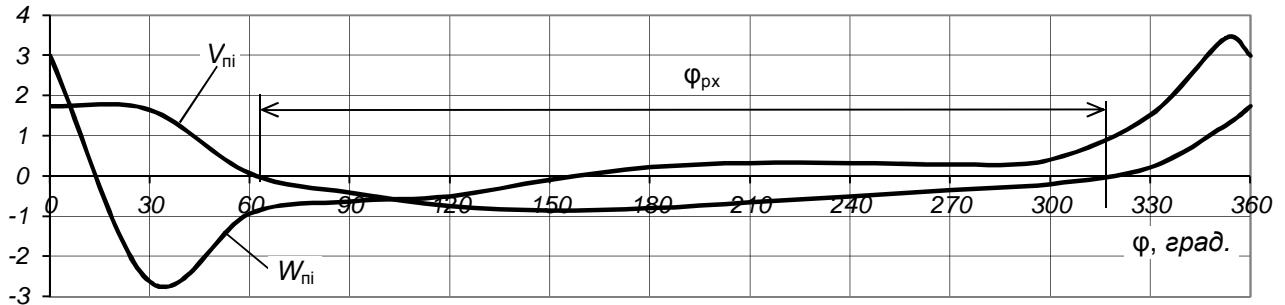


Рис. 3. Графіки залежностей відносних параметрів: лінійної швидкості $V_{пi}$ та прискорення $W_{пi}$ повзуна, що приводить у рух каретку з дисковими інструментами

Таким чином, процес виготовлення розгорток з гофрокартону відбувається за умови відносно стабільної взаємодії дискових інструментів з матеріалом, що позитивно впливає на забезпечення потрібної якості обробки пакувального матеріалу.

1. Шредер В.Л., Пилипенко С.Ф. Упаковка из картона. Киев : ИАЦ «Упаковка». 2004. 560 с. 2. Регей І.І., Бегень П.І., Коваль Т.В. Виготовлення широкоформатних розгорток тари з гофрокартону (дослідження кінематичних параметрів дискових інструментів). Упаковка. 2019. № 1. С. 33-35. 3. Комбінований двокривошипний шарнірний механізм: пат. № 114862 України: МПК В26D 5/14, В26D 5/16, F16H 21/14, F16H 25/04. І.І. Регей, В.О. Кузнецов, Т.В. Коваль. № а201605216; заявл. 13.05.2016; опубл. 10.08.2017. Бюл. № 15. 2 с.

УДК 622.24.051.55

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ВСТАВНОГО ТВЕРДОСПЛАВНОГО ОСНАЩЕННЯ В ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛОТАХ

RESEARCH OF STRESSED STATE FOR ROCK CUTTING EQUIPMENT IN TRICONE DRILL BITS

Андрій Сліпчук¹, Роман Яким²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

²Дрогобицький державний педагогічний університет ім. І.Франка,
вул. Івана Франка, 24, м. Дрогобич, 82100, Україна

It is important to analyze the stress state of the structural elements of the tricone rock drilling bit. At the same time, it is extremely important to study the conditions of a stressed state in the area of "roller cutter - a inset cutter - a rock". Inset cutter has different stress state during deepening. Rational values of the load on the bit and its rotation frequency are established by experimental drilling. The nature of the destruction is determined rock cutting equipment with a combination of hard-alloy cutters and different strength is established. On the most loaded peripheral and preoperiferous rows of roller cutter, it is necessary to install carbide inset cutter of spherical and conical impressive parts, which should provide increased strength.

Обертання шарошки по вибою створює умови постійної зміни орієнтації напрямку дії навантажень як на породоруйнівне оснащення, так і на вінці шарошки. Тому в сучасних конструкціях породоруйнівного оснащення шарошок бурових доліт застосовують різноманітні поєднання твердосплавних зубків, з різними конструкціями вражаючої породи частини, так і їхнім розташуванням на вінцях.

Як відомо, вплив ударного навантаження зубка на глибину його заглиблення в гірську породу продають експериментальною кривою (рис. 1). Тут виділяються зони (а, б, в, г), в межах яких відбувається характерний вид руйнування гірської породи, який може відбуватися втисненням одного твердосплавного зубка у гірську породу вибою, що спричинює руйнування породи.

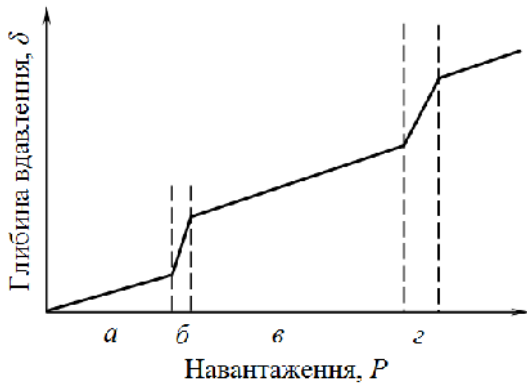


Рис. 1. Вплив ударного навантаження зубка на глибину його заглиблення в гірську породу

Запропонована методика дозволяє уникнути складних процедур традиційного кінематичного аналізу з синтезу зубчастих зачеплень і профілювання інструментів для нарізання зубчастих коліс.

Раціональні значення навантаження на долото і частота його обертання встановлюються шляхом експериментального буріння. При цьому, для ефективного руйнування породи вибою, створюють умови що забезпечують проникнення зубка в породу на 80% свого вильоту. 20% довжини вильоту зубка залишаються на витиснення зруйнованої породи із зони руйнування.

Надлишкове навантаження на долото, при якому заглиблення зубка в породу є більшим за 80%, спричинює до того, що:

- зруйнована порода вибою не повністю усувається із зони руйнування;
- відбувається повторне перемелювання породи на вибої;
- механічна швидкість буріння падає;
- відбувається інтенсивний знос елементів оснащення і опори долота;
- навантаження на буровий верстат збільшується.

У дослідженні здійснено аналіз працездатності вставного твердосплавного породоруйнівного оснащення шарошок тришарошкових бурових доліт, досліджено характер його пошкоджень, а також особливості розподілу напружень елементів шарошок та основних типів конструкцій вставного твердосплавного породоруйнівного оснащення за умов імітації експлуатаційних навантажень.

Отже, вдосконалення конструкції вставного твердосплавного оснащення тришарошкових бурових доліт має здійснюватися комплексним розв'язанням низки технічних задач. Першою основною задачею є розроблення конструкції породоруйнівних вставок на основі принципів: ефективності впливу на породу вибою, надійності кріплення в тілі шарошки, жорсткості системи „порода – зубок – шарошка”, економії цінних твердих сплавів. Другою важливою задачею є впровадження конструкцій породоруйнівного оснащення, де реалізовується обґрунтоване комбіноване розташування твердосплавних зубків з необхідними характеристиками міцності. Також необхідне розроблення конструкцій породоруйнівного оснащення вершин шарошок для недопущення їх руйнування. З цією метою досліджено, як впливає зміна конструкції породоруйнівного оснащення на напруження у шарошці.

Отже, у дослідженій конструкції шарошки (рис. 2), в якій два основних вінця, аналізом характеру пошкоджень вінців встановлено, що вони зазнають найбільших навантажень, що узгоджується з даними в дослідженні.

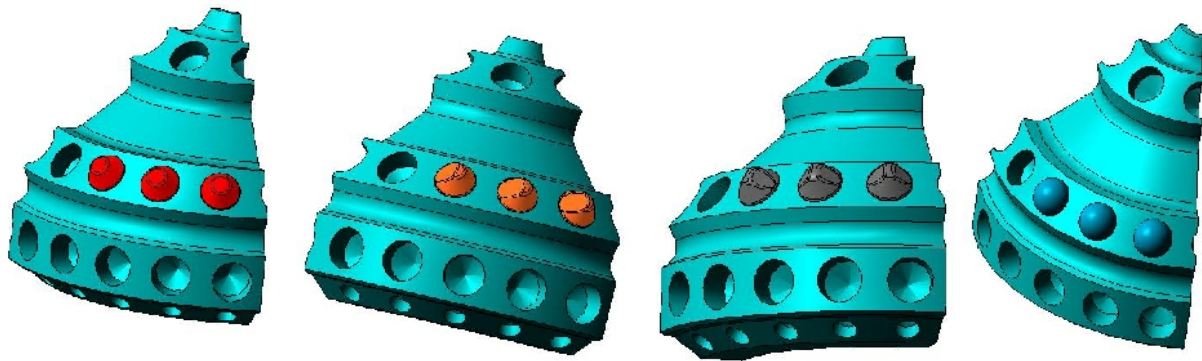


Рис. 2. 3-D моделі першої шарошки тришарошкового бурового долота з різними типами зубків

Зважаючи на дані експериментальних відпрацювань доліт з різними за міцністю вставними твердосплавними зубками, та здійснений аналіз напруженого стану моделей, рекомендується для виготовлення зубків застосовувати твердосплавні сплави що забезпечують високу міцність. Зокрема, для зубків з вражаючою частиною: сферичною може застосовуватися тверді сплави, для яких межа міцності при поперечному згині $\sigma_{3z} \geq 2000 - 2110$ МПа; конічною – $\sigma_{3z} \geq 2460 - 2530$ МПа; асиметричною та симетричною – сплави що забезпечують підвищену міцність ($\sigma_{3z} \geq 2530 - 2990$ МПа). Надалі важливо дослідити характер впливу різних схем розташування породоруйнівного оснащення по вінцях шарошок на процес руйнування породи вибою.

УДК 621.87:62-59

КОНСТРУКЦІЯ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРУЖИННО-ГІДРАВЛІЧНОГО ГАЛЬМА ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

HOISTING-AND-CONVEYING MACHINES' SPRING-HYDRAULIC BRAKE CONSTRUCTION AND EFFECTIVENESS

Володимир Семенюк, Олександр Вудвуд

*Одеський національний політехнічний університет,
проспект Т. Шевченка 1, м. Одеса, 65044, Україна*

Proposed is a new hoisting-and-conveying machines' spring-hydraulic brake design. The article deals with such spring-hydraulic brake construction and this brake operation principle. Authors expose its comparison to the classical friction brake as well as the proposed design efficiency at operation.

У підйомно-транспортних машинах, зокрема в кранах, в якості гальмівних пристроїв активно застосовують нормально замкнуті фрикційні гальма – колодкові, дисково-колодкові, дискові [1]. На жаль, більшість конструкцій фрикційних нормально замкнутих гальм мають низку недоліків, а саме: «ударне» наростання гальмівної сили, нестабільність гальмівного моменту внаслідок температурних змін, знос фрикційних елементів і, відповідно, елементів на які вони впливають, складність регулювання деяких пристроїв через складну кінематику системи важелів.

Для реалізації плавного, безфрикційного гальмування механізмів пересування кранів і вантажних візків пропонується конструкція пружинно-гідравлічного гальма [2].

Пружинно-гідравлічне гальмо (рис. 1) при гальмуванні крана гасить кінетичну енергію крана, перетворюючи її в потенційну енергію стиснутої пружини (пакета пружин). Пружина застосовується в якості пружного елемента, що створює гальмівну силу, яка виникає при зупинці крана. Простіше і

дешевше виготовляти кручені пружини з дроту круглого перерізу, в результаті чого виходить пружинний елемент з малими габаритними розмірами і при цьому з великою енергоємністю. Вита пружина представляє собою просторовий брус, у поперечних перерізах якого виникають ці внутрішні силові фактори. Крім сили, що створює пружина, частина гальмівної сили створюється опором перетікання рідини з однієї порожнини циліндра в іншу. Крім того, керуючи величиною гідравлічного опору, можна керувати законом зміни гальмівної сили.

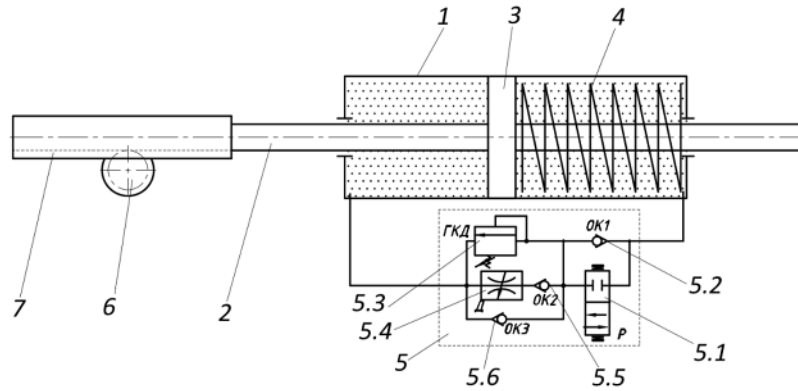


Рис. 1. Принципова схема пружинно-гідравлічного гальма

Запропоноване гальмо дозволяє при гальмуванні забезпечити плавне наростання гальмівної сили від мінімального значення F_{min} до номінального F_t при якій здійснюється повна зупинка крана або вантажного візка. Пружинно-гідравлічне гальмо складається з циліндра 1, у корпусі якого знаходиться поршень 3 зі штоком 2. Поршень має ущільнення і герметично розділяє праву і ліву порожнини циліндра. В циліндричній порожнині розміщена силова пружина 4, яка створює гальмівну силу на штоці 2 поршня. Залежно від величини гальмівної сили і довжини гальмівного шляху, пружина може бути циліндричною, конічною, пакетом тарілчастих пружин з різною жорсткістю, можлива комбінація декількох циліндричних пружин різного типорозміру встановлених послідовно або паралельно. Крім цього, в пружинно-гідравлічному гальмі є гідравлічна апаратура 5 і рідина, які виконують керуючу роль. Керуюча гідравлічна апаратура 5 складається з: розподільника 5.1, який керує роботою гальма; зворотного клапана 5.2; регульованого гідравлічного клапана тиску 5.3, який дозволяє створювати додатковий опір перетіканню рідини з однієї порожнини в іншу, тим самим збільшуючи значення і закон зміни гальмівної сили; зворотних клапанів 5.5 і 5.6 з регульованим дроселем 5.4, що дозволяє плавно повертати шток гальма в початкове положення.

Пружинно-гідравлічне гальмо (рис. 1) працює наступним чином: при гальмуванні крана починає обертатися шестерня 6, яка з'єднується з віссю колеса крана та переміщує зубчасту рейку 7. Рейка закріплена на штоку 2, шток з поршнем 3 переміщується, стискаючи пружину 4, і виштовхує гідравлічну рідину в штокову порожнину без пружини. Гідравлічна рідина при спрацьовуванні гальма проходить через зворотний клапан 5.1 і регульований гідравлічний клапан тиску 5.5, який дозволяє створювати додатковий гідравлічний опір, при цьому розподільник 5.1 і зворотні клапани 5.5 і 5.6 – закриті. Зворотний клапан 5.1 пропускає рідину в одному напрямку (весь потік рідини при стисненні пружини проходить через нього) і надійно фіксує гальмо в загальмованому стані. Якщо необхідно розгальмувати гальмо, відкривається розподільник 5.1, пружина розтискається і переміщує поршень у зворотний бік, у результаті цього гідравлічна рідина проходить через регульований дросель 5.4 і зворотний клапан 5.5. При підвищенні тиску в магістралі відкривається зворотний клапан 5.6, який оберігає систему від надмірного тиску.

Дослідження [2] показали, що запропонована нова конструкція пружинно-гідравлічного гальма дозволяє: здійснювати безфрикційне гальмування крана за рахунок енергії стиснутої пружини і опору перетікання гідравлічної рідини з однієї порожнини в іншу; здійснювати плавне наростання

гальмівної сили і тим самим знижувати величину динамічних навантажень; усуває знос фрикційних елементів за їх відсутності і спрощує регулювання гальма.

1. Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев и др.; под общ. ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1985.– 312 с. 2. Экспериментальные исследования пружинно-гидравлического тормоза / А. Н. Вудвуд // Підійомно-транспортна техніка. - 2018. - № 3. - С. 20-33.

УДК 662.712:662.81

АВТОМАТИЧНА ЛІНІЯ ФОРМУВАННЯ БРИКЕТІВ ДЕРЕВНОГО ВУГІЛЛЯ

AUTOMATIC LINE OF FORMING BRICKETS FROM WOOD COAL

Орест Серкіз, Михайло Бойко, Назарій Сокіл

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The analytical review of works reflecting chemistry and technology of charcoal briquetting processes is carried out. The automated line developed by the authors for the implementation of the briquetting process is described.

Найбільш повно процеси хімії та технології брикетування деревного вугілля на сучасному етапі викладені в роботі [1], де автори на основі аналізу 50 літературних джерел зробили висновки щодо перспективності цього напрямку для виробництва побутових та промислових деревно-вугільних брикетів. Автори цієї публікації пропонують увазі читача спроектовану ними автоматичну лінію (рис. 1) для формування брикетів деревного вугілля з продуктивністю до 1 т/год.

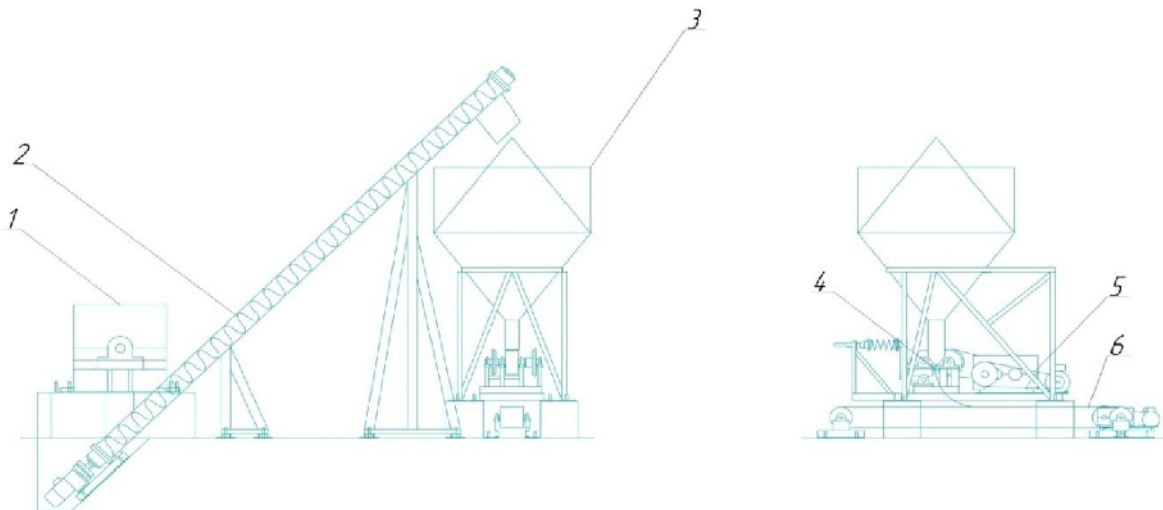


Рис.1. Автоматична лінія формування брикетів деревного вугілля

Ця лінія складається з горизонтального шнекового змішувача 1, шнеки якого розташовані один в одному і транспортують формувальну суміш зустрічними потоками. Керований розвантажувальний люк знаходиться в днищі змішувача посередині. Суміш за допомогою транспортера 2 переноситься в міжопераційний накопичувач 3, вихідний патрубок якого утворює завантажувальну зону

формування двовалкового преса 4, що приводиться в рух приводом 5. Завершується процес транспортуванням брикетів транспортером 6 у сушильну камеру.

1. Литвинов В.В., Ширишков В.А., Пялкін В.Н., Химия и технология брикетирования древесного угля. ИВУЗ. «Лесной журнал». 2012. №6.

УДК 621.086.065

МОДЕЛЮВАННЯ УМОВ РОБОТИ ТА ВИБІР ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОТИ ПІДВІСНИХ КАНАТНИХ ДОРІГ

A MODELING OF THE WORK'S CONDITIONS AND SELECTION OF OPTIMUM PARAMETERS OF THE CABLEWAY'S WORK

Богдан Сологуб, Ярослав Данило

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

The proposed scheme and dynamic model for calculating the forces that arise during the movement of a cableway. The equations of motion which allow to investigate its motion and influence of various parameters on work in general are given. The practical recommendations for choosing the optimal parameters of the cableway are developed.

Підвісні канатні дороги широко використовуються, як транспортні засоби в регіонах зі складним рельєфом (значні ухили трас, місцевість пересічена водними потоками, балками тощо). У деяких випадках альтернативи канатному транспорту взагалі немає, тому що прокладка автомобільних доріг або неможлива взагалі, або веде за собою значні витрати і збільшує протяжність доріг в декілька разів.

Надійність роботи канатних систем залежить від досконалості та рівня гнучкості функціональних вузлів і визначається способом зміни експлуатаційних параметрів залежно від умов їхньої роботи, схемою їх компонування та принципами взаємодії з основними вузлами системи. Однак першочерговим завданням є забезпечення безпеки роботи витягів та вибір оптимальних параметрів, які дозволять досягти довговічності основних елементів.

Розрахунок, проектування і моделювання підвісних канатних систем – складні і багатоваріантні задачі. Для розроблення нових механізмів чи устаткувань необхідно вибрати оптимальні схеми запропонованих варіантів, встановити зв'язки між окремими елементами системи, визначити зовнішні сили, що діють на установку, а також закономірності взаємодії окремих елементів між собою.

Удосконалення існуючих підвісних канатних систем та проектування нових можна здійснювати на основі їх комп'ютерного моделювання з використанням відповідного програмного забезпечення. Розв'язок таких задач можливий лише за наявності сучасних методів інженерних розрахунків, що базуються на детальному аналізі динаміки всього робочого циклу канатних систем, які відповідають реальним умовам їх навантаження.

Для визначення внутрішніх зусиль, що виникають у рухомому тягово-несучому канаті і елементах проміжної опори пропонується розрахункова схема, на основі якої розроблено математичну модель у вигляді системи диференціальних рівнянь руху. Отримані залежності для визначення величини тиску канату на проміжну опору, а відповідно і проміжні напруження. Це дає можливість, виходячи з умови міцності, визначити основні параметри опори, які забезпечать оптимальні умови роботи канатної системи.

Вибір оптимальних параметрів підвісних канатних систем та використання удосконалених тягово-несних пристроїв дозволить підвищити надійність їх роботи, а також забезпечить зниження витрат на експлуатацію та виконання монтажно-демонтажних робіт.

1. Беркман М.Б., Бовский Г.Н., Куйбида Г.Г., Леонтьев Ю.С. Подвесные канатные дороги.- М.: Машиностроения, 1984. – 264 с. 2. Мартинців М.П., Адамовський М.Г., Сологуб Б.В. Особливості розрахунку систем із замкнутим рухомим тягово-несним канатом. // Науковий вісник НЛТУ України. Збірник науково-технічних праць. Вип. 19.8. – Львів: НЛТУ України. 2009. – с. 146-152. 3. Мартинців М.П., Сологуб Б.В., Матійшин М.В. Динаміка та міцність підвісних канатних систем. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2011.-188с.

УДК 621.833.65

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ КЕРУВАННЯ ШВИДКІСТЮ У ПРИСТРОЇ З БАГАТОСТУПІНЧАСТИМ ЗУБЧАСТИМ ДИФЕРЕНЦІАЛОМ І ЗАМКНУТИМИ ГІДРОСИСТЕМАМИ ЧЕРЕЗ ВОДИЛА

DYNAMIC MODEL OF SPEED CONTROL IN A DEVICE WITH A MULTI-STAGE GEAR DIFFERENTIAL AND CLOSED-LOOP HYDROSYSTEMS THROUGH A CARRIER

Олег Стрілець

*Національний університет водного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028, Україна*

A dynamic model of speed control is created in a device with multi-step gear differential and closed-loop hydrosystems through a carrier. Dynamic processes in such a device are investigated, when the load changes periodically over a long time, the shock load and the working body instantly stops due to a significant overload.

Розглядається пристрій зі східчастим диференціалом, в якому зубчасте колесо – епіцикл $3_{(1)}$ першої сходинки з'єднано з сонячним зубчастим колесом $1_{(2)}$ другої сходинки, зубчасте колесо – епіцикл $3_{(2)}$ другої сходинки з'єднано з сонячним зубчастим колесом $1_{(3)}$ третьої сходинки, ..., зубчасте колесо – епіцикл $3_{(n-1)}$ $(n-1)$ сходинки з'єднано з сонячним зубчастим колесом $1_{(n)}$ n -ної сходинки, а керування швидкістю виконується за рахунок водил першої $4_{(1)}$, другої $4_{(2)}$, третьої $4_{(3)}$, ..., n -ної $4_{(n)}$ сходинок при допомозі встановлених на них замкнутих гідросистем $б_{(1)}$, $б_{(2)}$, $б_{(3)}$, ..., $б_{(n)}$. Замкнуті гідросистеми $б_{(1)}$, $б_{(2)}$, $б_{(3)}$, ..., $б_{(n)}$ однакові за будовою, розміщені на корпусі 5 і з'єднані з водилами $4_{(1)}$, $4_{(2)}$, $4_{(3)}$, ..., $4_{(n)}$ через зубчасті передачі $7_{(1)}$, $7_{(2)}$, $7_{(3)}$, ..., $7_{(n)}$.

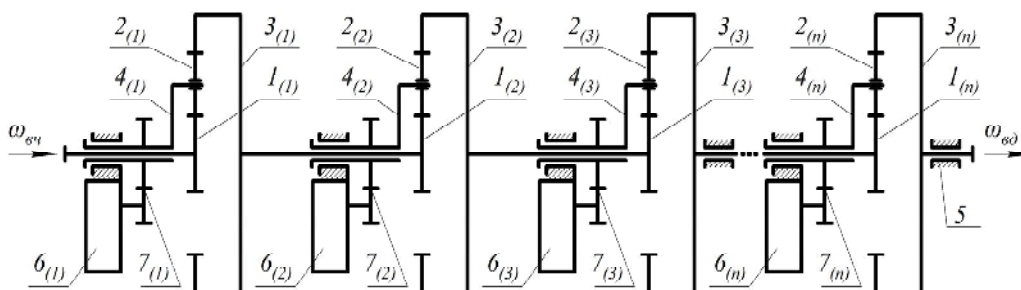


Рис.1. Схема багатосходинкового диференціала із замкнутими гідросистемами з керуванням швидкістю через водила

Ведучою ланкою такої багатосходинкової зубчастої диференціальної передачі є сонячне зубчасте колесо $1_{(1)}$ першої сходинки, а веденою ланкою – епіцикл $3_{(n)}$ n -ої сходинки.

Динамічну модель руху багатосходинкового зубчастого диференціала з керуванням швидкістю через водила у формалізованому виді запишемо, застосувавши рівняння Лагранжа II роду,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{w}} \right) = M_{3(n)}. \quad (1)$$

У вираз для кінетичної енергії системи T входять кінетичні енергії таких ланок: $T_{1(1)}, T_{1(2)}, T_{1(3)}, \dots, T_{1(n)}$ – сонячних коліс з валами; $T_{2(1)}, T_{2(2)}, T_{2(3)}, \dots, T_{2(n)}$ – блоків сателітів; $T_{3(1)}, T_{3(2)}, T_{3(3)}, \dots, T_{3(n)}$ – епіциклів з спареними зубчастими колесами передач 7 , відповідно $7_{(1)}, 7_{(2)}, 7_{(3)}, \dots, 7_{(n)}$; $T_{4(1)}, T_{4(2)}, T_{4(3)}, \dots, T_{4(n)}$ – водил; $b_{(1)}, b_{(2)}, b_{(3)}, \dots, b_{(n)}$ – замкнених гідросистем з приводними зубчастими колесами передач $7'$, відповідно $7'_{(1)}, 7'_{(2)}, 7'_{(3)}, \dots, 7'_{(n)}$.

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} \{ [J_{1(1)} w_{1(1)}^2 + z_{c(1)} J_{2(1)} w_{2(1)}^2 + z_{c(1)} m_{2(1)} v_{o2(1)}^2 + \\ & + J_{3(1)} w_{3(1)}^2 + (J_{4(1)} + J_{7(1)}) w_{4(1)}^2 + (J'_{7(1)} + J_{6(1)}) w_{5(1)}^2] + \\ & + [J_{1(2)} w_{1(2)}^2 + z_{c(2)} J_{2(2)} w_{2(2)}^2 + z_{c(2)} m_{2(2)} v_{o2(2)}^2 + \\ & + J_{3(2)} w_{3(2)}^2 + (J_{4(2)} + J_{7(2)}) w_{4(2)}^2 + (J'_{7(2)} + J_{6(2)}) w_{5(2)}^2] + , \\ & + [J_{1(3)} w_{1(3)}^2 + z_{c(3)} J_{2(3)} w_{2(3)}^2 + z_{c(3)} m_{2(3)} v_{o2(3)}^2 + \\ & + J_{3(3)} w_{3(3)}^2 + (J_{4(3)} + J_{7(3)}) w_{4(3)}^2 + (J'_{7(3)} + J_{6(3)}) w_{5(3)}^2] + \\ & + \dots + [J_{1(n)} w_{1(n)}^2 + z_{c(n)} J_{2(n)} w_{2(n)}^2 + z_{c(n)} m_{2(n)} v_{o2(n)}^2 + \\ & + J_{3(n)} w_{3(n)}^2 + (J_{4(n)} + J_{7(n)}) w_{4(n)}^2 + (J'_{7(n)} + J_{6(n)}) w_{5(n)}^2] \} \end{aligned} \quad (2)$$

де $w_{1(i)}, w_{2(i)}, w_{3(i)}, w_{4(i)}, w_{5(i)}$ – відповідно кутові швидкості ланок системи; $J_{1(i)}, J_{2(i)}, J_{3(i)}, J_{4(i)}, J_{5(i)}$ – відповідно динамічні моменти інерції ланок відносно центрів мас; $m_{2(i)}$ – маса блока сателітів; $z_{c(i)}$ – кількість сателітів; $v_{o2(i)} = w_{4(i)} r_{4(i)}$ – колова швидкість осі обертання сателітів; $r_{4(i)}$ – радіус обертання водила. Цей радіус дорівнює сумі початкових радіусів сонячного зубчастого колеса і сателіта $r_{4(i)} = 0,5(d_{w1(i)} + d_{w2(i)})$, $i = 1, 2, 3, \dots, n$.

Таким чином, наведена математична модель руху багатосхідчастого зубчастого диференціала з можливістю керування рухом водила замкнутою гідросистемою з метою забезпечення необхідного закону зміни навантаження на веденій ланці – епіциклі коли ведучим є сонячне зубчасте колесо.

Проведено аналіз рівняння (1) для чотирьох характерних випадків зміни навантаження M_i виконавчого механізму: навантаження змінюється періодично протягом тривалого часу (рис. 2,а); величина ударного навантаження після різкого збільшення залишається незмінним на протязі тривалого часу (рис. 2,б); величина ударного навантаження після різкого збільшення зберігається протягом малого часу (рис. 2,в); виконавчий механізм миттєво зупиняється внаслідок значного перевантаження (рис. 2,г).

Отримана динамічна модель механічного приводу з врахуванням коливних явищ в багатосхідчастому зубчастому диференціалі дозволяє проводити вибір необхідної гідросистеми для керування швидкістю руху його веденої ланки, а результати можуть бути підґрунтям для проведення кількісного аналізу силових залежностей механічного приводу з гідросистемним керуванням.

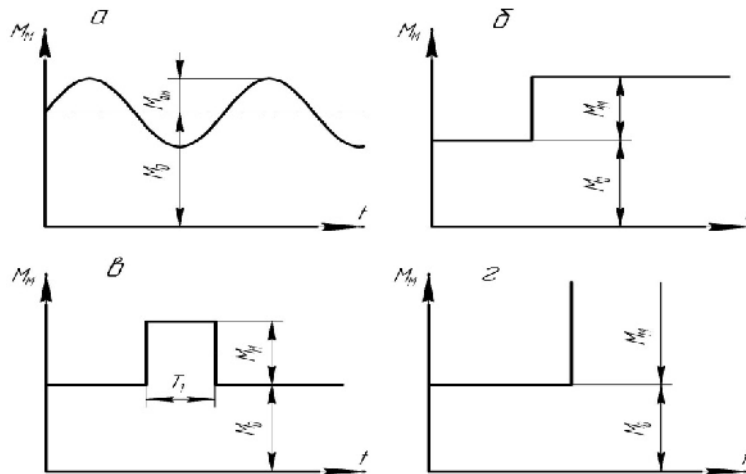


Рис. 2. Схеми характерних випадків зміни навантаження виконавчого механізму

УДК 621.225:69.002.51

МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ ВІДНОСНО ТЯГОВОГО ЗУСИЛЛЯ АВТОГРЕЙДЕРА

MODELING AUTO GRADER WHEELBASE PARAMETERS ACCORDING TO HIS PULLING FORCE

Леонід Хмара¹, Антон Холодов²

¹ДВНЗ «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури»,
вул. Чернишевського, 24-а, Дніпро, 49005, Україна,

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Петровського, 25, Харків, 61002, Україна.

The paper presents the influence of operating conditions and parameters of the running equipment on the energy saturation of the operation and the amount of tractive effort, taking into account the relationship between the machine and the external environment. A virtual model of a wheel motorgrader with variable parameters was developed, and experimental studies of the effect of wheel parameters on the traction properties of the machine were also conducted.

Сучасні самохідні колісні землерийно-транспортні, вантажні машини і колісні трактори великої одиничної потужності оснащуються пневматичними шинами з зовнішнім діаметром від 1,4 до 2,8 м, що допускають вертикальне навантаження на колесо до 300 кН, які за класифікацією можуть бути віднесені до великогабаритним шинам. Слід зазначити низку особливостей умов експлуатації та режимів навантаження колісного рушія вищеназваних машин. Перш за все, для них характерне виконання робіт технологічного циклу на ґрунтовій поверхні і, як правило, в умовах бездоріжжя.

Наступна відмінність полягає в тому, що значну частку часу технологічного циклу – від 25 до 70% ЗТМ працюють у тяговому режимі. Це пов'язано з тим, що колісний рушій землерийно-транспортної або навантажувальної машини виконує функції не тільки опорного і направляючого механізму, але і служить для створення необхідних технологічних зусиль на її робочому органі. Причому крутний момент, що підводиться від рухової установки до колісного рушія, перетворюється в силу тяги за рахунок сил тертя і зсуву ґрунту елементами протектора, що виникають в області

контакту пневматичної шини з опорною поверхнею. Перетворюють властивості колісного рушія, або інакше – його тягові якості, прийнято оцінювати за допомогою тягової характеристики, включаючи такі її показники, як максимальна величина тягового ККД, максимальна величина тягової потужності, максимальна сила тяги, мінімальне значення питомої витрати палива та ін. Крім цього, для комплексної оцінки тягових якостей колісного рушія додатково використовують залежності зміни перерахованих параметрів від виду і стану опорної поверхні, внутрішнього тиску повітря в шині і т.д.

Оскільки колісний рушій виявляється останньою ланкою в ланцюзі "двигун – трансмісія – рушій – опорна поверхня", його характеристики, значною мірою, визначають ефективність роботи машини в цілому.

Таким чином, подальше поліпшення характеристик енергонасичених колісних землерийно-транспортних машин і колісних тягачів нерозривно пов'язане з розвитком конструкції і поліпшенням характеристик колісного рушія, що оснащується великогабаритними шинами.

Мета роботи – підвищення ефективності автогрейдерів шляхом оптимізації параметрів ходового обладнання на підставі його взаємодії з опорною поверхнею при виконанні робочих операцій.

Сучасні землерийно-транспортні машини повинні відповідати головній вимозі – володіти високою ефективністю. Основними напрямками підвищення ефективності колісних ЗТМ є:

- створення колісних самохідних машин великої одиничної потужності і продуктивності;
- створення і впровадження високопродуктивних машин безперервної дії; автоматизація керування машиною на всіх стадіях робочого циклу;
- використання методів і засобів автоматизованого проектування і дослідження машин; застосування прогресивної технології та організації виробництва земляних робіт;
- застосування модульного принципу створення систем машин; підвищення надійності машин;
- скорочення частки ручної праці шляхом створення багатоцільових міні-машин;
- зниження питомої енергоємності та питомої витрати палива.

Слід зазначити, що ефективність виконання земляних робіт в умовах експлуатації значною мірою визначається формуванням і використанням комплексів ЗТМ.

Застосовувані на сучасних колісних ЗТМ великогабаритні пневматичні шини поза шляхового типу значною мірою визначають техніко-економічні показники цих машин. Потреба в таких шинах постійно зростає. Найбільшу питому вагу 91 ... 92% в споживанні шин поза шляхового типу займають сільськогосподарські шини, проте, за темпами зростання споживання перевагу мають великогабаритні будівельні і дорожні шини. Все це свідчить про актуальність питань, пов'язаних з дослідженням роботи колісного рушія, забезпеченого ВГШ, які, в кінцевому підсумку, спрямовані на підвищення ефективності колісних ЗТМ.

Для дослідження характеристик колеса на тягові характеристики автогрейдера створено 3D модель і проведено віртуальні експериментальні дослідження. За прототип було взято шину для важкого автогрейдера Дз98 – Я-140.

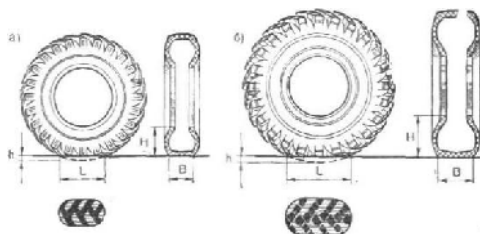


Рис. 1. Шина Я-140 та поверхні контакту цієї шини без урахування зовнішніх навантажень

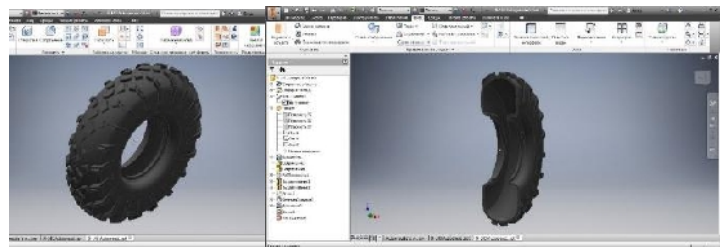


Рис. 2. Загальний вид шини в середовищі для 3D моделювання «AUTODESK Inventor»

У програмі «ANSYS» було проведено розрахунок методом скінченних елементів (МСЕ) вже підготовленої 3D моделі, шляхом накладання відповідних навантажень, а, зокрема: сили тяжіння, результуюча сила що діє на колесо, тиск у шині. Отримані результати розрахунку подані на рис. 3.

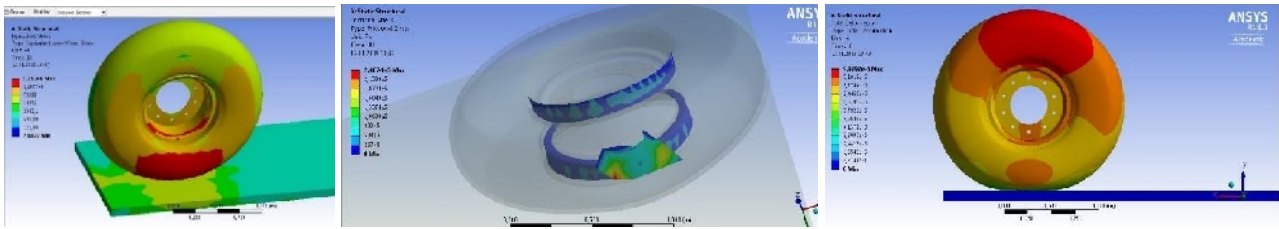


Рис. 3. Еквівалентні напруження в зоні контакту колеса

Отримані результати співставленні зі стендовими експериментальними дослідженнями, які було проведено на лабораторному стенді (рис. 4).

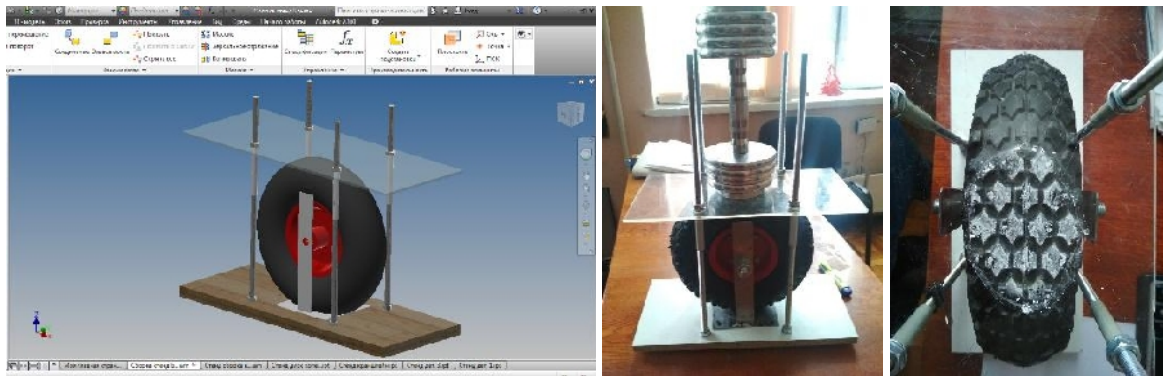


Рис. 4. Моделі лабораторного стенда

Проаналізовані існуючі дослідження впливу параметрів ходового обладнання колісного рушія на тягове зусилля машини, доведена актуальність теми, представлені теоретичні й експериментальні дослідження тягових показників автогрейдера, розроблена 3D модель колеса для зображення взаємодії пневматичних шин з опорною поверхнею і проведені розрахунки за допомогою МСЕ, описаний вплив конструкції шини на опір коченню, отримані теоретичні залежності кінематики кочення і ковзання пневматичних шин по недеформівній опорній поверхні і проведені розрахунки, на основі яких можна дати рекомендації щодо вибору параметрів колеса автогрейдера для підвищення ефективності його роботи.

WWW

СЕКЦІЯ 4

ВІБРАЦІЇ В ТЕХНІЦІ І ТЕХНОЛОГІЯХ

УДК 621.867

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ТРИМАСОВОГО ВІБРОТРАНСПОРТЕРА З НАПРЯМЛЕНИМИ КОЛИВАННЯМИ РОБОЧОГО ОРГАНА

MODELLING THE OPERATION OF THE THREE-MASS VIBRATORY CONVEYER WITH DIRECTED OSCILLATIONS OF THE WORKING ELEMENT

Віталій Корендій, Олександр Качур, Петро Дмитерко, Юрій Новіцький

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

The design and operational peculiarities of the three-mass vibratory conveyer with directed oscillations of the working element are considered. The mathematical model of the conveyer oscillatory system motion is developed and the simulations of its operation is carried out.

Сьогодні провідні світові корпорації виготовляють вібраційні машини на основі електромагнітного чи дебалансного приводу, зазвичай за двомасовою схемою. Серійний промисловий випуск віброобладнання з тримасовими механічними коливальними системами зустрічається вкрай рідко. Такі схеми здебільшого знаходять застосування лише у порівняно невеликих конструкціях вібротранспортерів, бункерних живильників, дозаторів, сепараторів тощо.

Загальний вигляд дослідного вібраційного транспортера подано на рис. 1,а. Він складається з активної маси (робочого органа, лотка) 1, вздовж якого можуть транспортуватися вантажі різної структури (кускові, штучні, сипкі тощо). Робочий орган встановлюється на проміжній масі (рамі, корпусі) 2 за допомогою пружних елементів (наборів плоских пружин) 4. Рама 2 вібротранспортера встановлюється на нерухомій основі (фундаменті) через пружні елементи (віброізолятори) 8 та підп'ятники 9. До проміжної маси 2 за допомогою м'яких склотекстолітових пружних елементів 5 приєднується реактивна (збурювальна) маса з якорями 6 привідних електромагнітів. Котушки 7 електромагнітних віброзбудників фіксуються на проміжній масі 2 та живляться від однофазної мережі змінного струму за двотактною схемою.

При подачі синусоїдальної напруги на обмотки електромагнітів 7 між осердями 6 і котушками 7 виникає періодично змінне збурювальне зусилля, величина якого пропорційна величині напруги, а частота – така ж як частота мережі живлення. Реактивна маса 6, коливаючись, через пружні елементи 5 збурює проміжну масу 2, яка, в свою чергу, через плоскі пружини 4 спричиняє рух робочого органа 1. Для забезпечення транспортування вантажів вздовж лотка 1, потрібно надати робочому органу 1 прямолінійних коливань з певним кутом вібрації (кидання) та, в залежності від типу транспортування (відривне чи безвідривне), – певного пришвидшення у конкретних часових інтервалах.

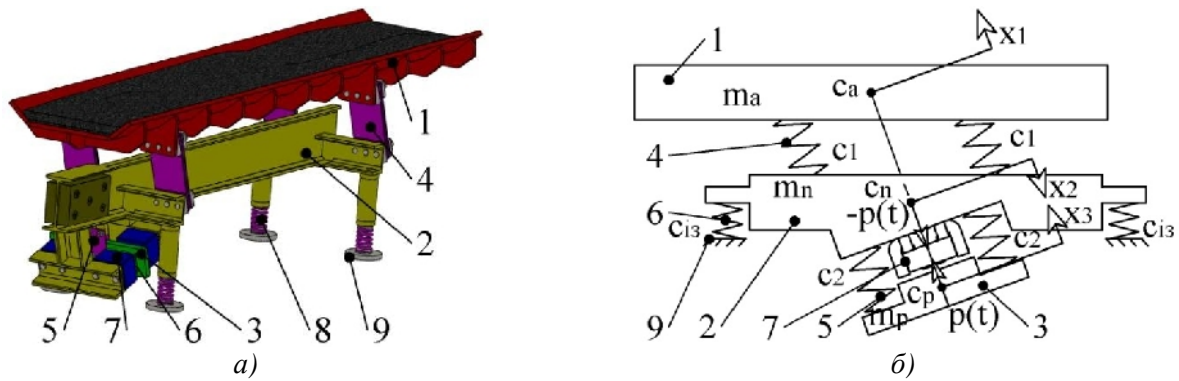


Рис. 1. Тривимірний твердотільний моделювання (а) та розрахункова схема (б) вібротранспортера

Розрахункова схема вібротранспортера подана на рис. 1,б. На ній прийнято наступні позначення: m_a – активна маса (маса робочого органа 1); m_n – проміжна маса (маса корпусу 2 вібротранспортера); m_p – реактивна маса (маса збурювального тіла 3); $c_1, m_1, c_2, m_2, c_{i3}, m_3$ – коефіцієнти жорсткості і демпфування пружних елементів 4, 5, 6, відповідно; $p(t) = P \cdot \sin(\omega \cdot t)$ – періодично змінне (синусоїдальне) збурювальне зусилля, прикладене між тілами 1 і 3 та напрямлене вздовж лінії, що з’єднує центри мас усіх тіл коливної системи; P, ω – амплітуда і колова частота збурювального зусилля, відповідно; x_1, x_2, x_3 – узагальнені координати, які однозначно визначають положення кожної з коливних мас (активної 1, проміжної 2 і реактивної 3, відповідно) при їх русі вздовж лінії дії збурювального зусилля.

Диференціальні рівняння руху коливної системи вібротранспортера можуть бути записані у наступному вигляді:

$$\begin{aligned} m_a \ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) &= 0; & m_n \ddot{x}_2 + c_1(x_2 - x_1) + c_2(x_2 - x_3) + c_{i3}x_2 &= -P \cdot \sin(\omega \cdot t); \\ m_p \ddot{x}_3 + c_2(x_3 - x_2) &= P \cdot \sin(\omega \cdot t). \end{aligned}$$

За результатами комп’ютерного твердотільного моделювання дослідженого вібротранспортера у програмному продукті SolidWorks було встановлено основні вихідні дані для подальших досліджень: маса завантаженого робочого органа (лотка) $m_a = 56.742$ кг; маса рами транспортера $m_n = 36.055$ кг. Для забезпечення високоефективного резонансного режиму роботи вібротранспортера, необхідно забезпечити синфазний рух реактивної та проміжної мас з одночасною реалізацією ефекту «нульової жорсткості» ($c_2 \rightarrow 0$). У такому разі, величина реактивної маси становитиме:

$$m_p = \frac{m_n(1 - z^2)(m_a + m_n)}{z^2(m_a + m_n) - m_n} = \frac{36.055(1 - 0.97^2)(56.742 + 36.055)}{0.97^2 \cdot (56.742 + 36.055) - 36.055} = 3.858 \text{ кг},$$

де $z = 0.97$ – резонансне відлагодження системи.

Жорсткість c_1 пружного вузла визначаємо за формулою

$$c_1 = m_{36} \left(\frac{\omega}{z} \right)^2 = 22.048 \left(\frac{2p \cdot 50}{0.97} \right)^2 = 2.313 \cdot 10^6 \text{ Н/м},$$

де $m_{зв} = \frac{m_a \cdot m_n}{m_a + m_n} = \frac{56.742 \cdot 36.055}{56.742 + 36.055} = 22.048$ кг – зведена маса, що взаємодіє з пружними елементами 4.

Жорсткість віброізоляторів підбирається з умови мінімізації амплітуд коливань, які передаються від рами вібротранспортера на фундамент. Тому, зазвичай, віброізолятори повинні задовольняти умову $c_{i3} = c_1$. В дослідженому випадку для подальшого моделювання було прийнято $c_{i3} = 77000$ Н/м, амплітудне значення збурювального зусилля $P = 480$ Н, збурююча колова частота $\omega = 314$ рад/с (≈ 50 Гц).

Початкові параметри моделювання приймалися такими: початкова довжина усіх пружних елементів рівна їхній довжині у статично навантаженому стані; початкове положення реактивної маси $x_3(0) = 0$ м, проміжної маси $x_2(0) = 0$, активної маси $x_1(0) = 0$; початкові швидкості коливань мас $\dot{x}_1(0) = 0$, $\dot{x}_2(0) = 0$, $\dot{x}_3(0) = 0$. Результати моделювання наведені на рис. 2.

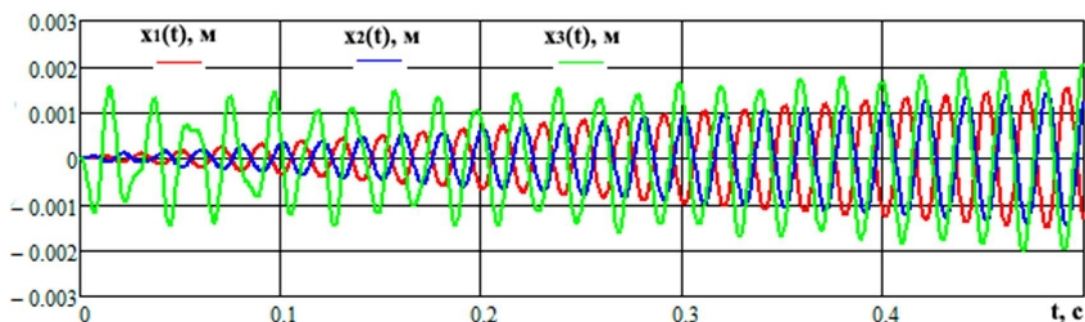


Рис. 2. Часові залежності переміщень коливальних мас

УДК 621.923.7

МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ПРАВКИ ПРИТИРІВ ВІБРОВИКІНЧУВАЛЬНОГО ВЕРСТАТА З КОЛОВИМИ КОЛИВАННЯМИ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

SIMULATION AND ANALYSIS OF THE PROCESS OF DRESSING THE LAPS OF VIBRATORY FINISHING MACHINE WITH CIRCULAR OSCILLATIONS OF THE WORKING ELEMENTS

Ігор Кузьо¹, Віктор Захаров²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

²ПРАТ «Львівський електроламповий завод «Іскра»,
вул. Вулецька, 14, м. Львів, 79066, Україна

The three-dimensional design diagram of mechanical oscillatory system of the improved vibratory finishing machine is proposed. Mathematical model of plane-parallel motion of oscillating masses (with circular trajectories of oscillations) is developed. The possibilities of performing the laps dressing using “lap over lap” method are substantiated by means of ensuring their circular oscillations.

Питанням моделювання і дослідження плоско-паралельного руху притирів вібровикінчувальних верстатів приділено дуже мало уваги. Недостатньо вивченими залишаються проблеми обґрунтування інерційно-жорсткісних параметрів та параметрів збурення системи, динамічного аналізу періодичного плоско-паралельного руху (колових коливань) притирів підчас їх правки,

імітаційного моделювання руху притирів тощо. Тому в цій роботі було поставлено завдання аналізу динамічних процесів, які виникають під час правки «притир по притиру».

В [1 – 3] було запропоновано конструктивне виконання (рис. 1) та просторову розрахункову схему (рис. 2) механічної коливної системи вібровикінчувального верстата. Проаналізовано можливості забезпечення правки притирів методом «притир по притиру» за рахунок збудження протифазних колових коливань притирів. Запропоновано ідею використання в якості віброзбудників трьох пар електромагнітів, симетрично розміщених по колу нижнього притира.

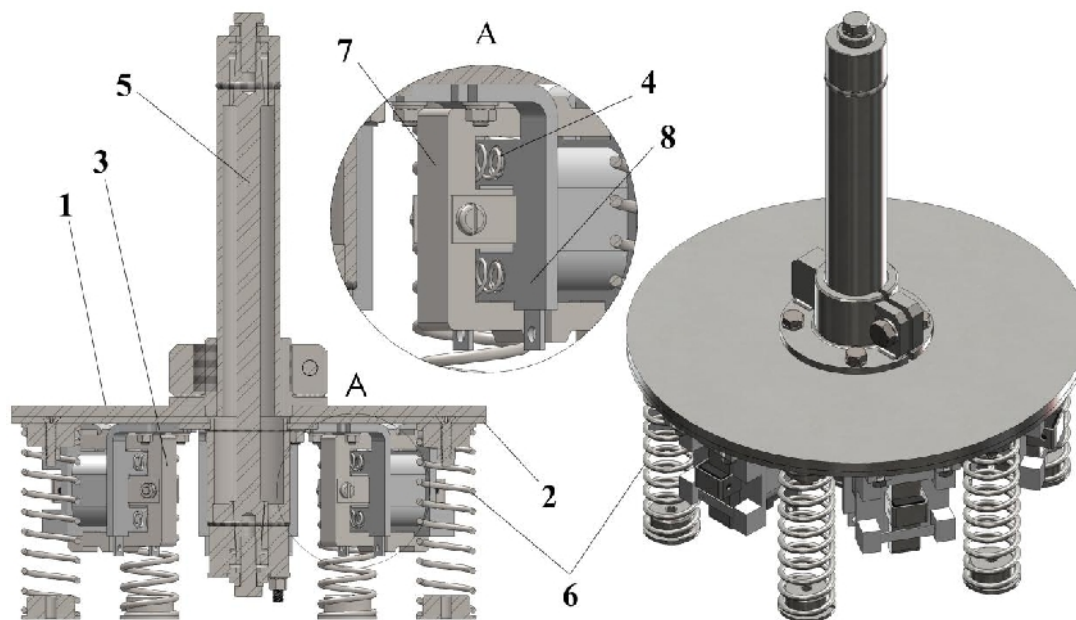


Рис. 1. Конструктивна схема вібровикінчувального верстата для притирання плоских поверхонь циліндричних і призматичних деталей: 1 – верхній притир, 2 – нижній притир, 3 – електромагнітний привід, 4 – пружний елемент, розміщений між ярком 7 та осердям 8 електромагніту, 5 – стрижневий пружний елемент, розміщений між притирами; 6 – віброізолятори

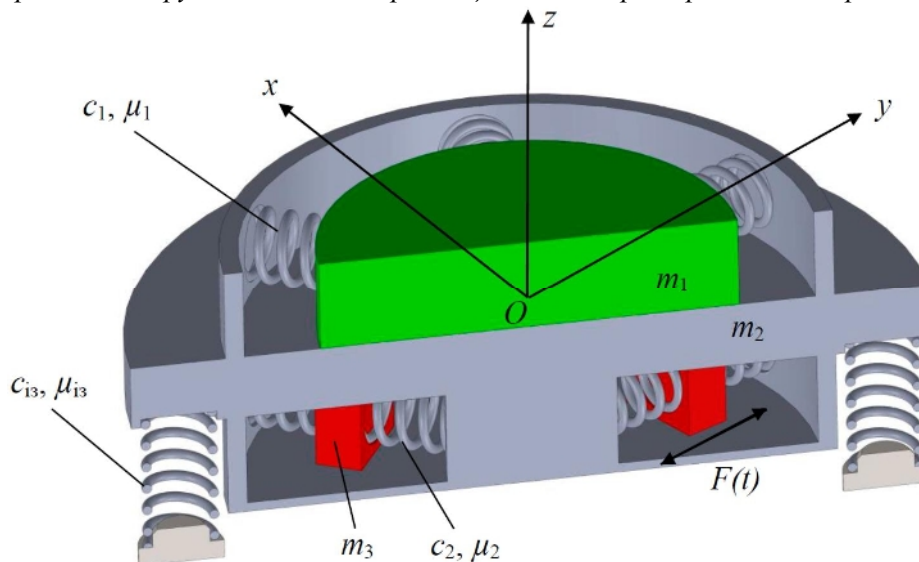


Рис. 2. Розрахункова схема механічної коливальної системи вібровикінчувального верстата

Математична модель механічної коливальної системи вібровикінчувального верстата представлена в роботі [2]. Для моделювання руху системи приймаємо наступні параметри: інерційні параметри дослідженої системи: $m_1 = m_2 = 9$ кг, $m_{3_1} = m_{3_2} = m_{3_3} = 0,4$ кг (задаються

конструктивно, див. рис. 1); жорсткісні параметри: $c_1 = 4 \cdot 10^6$ Н/м, $c_2 = 10^5$ Н/м, $c_{i3} \approx 0$ Н/м; параметри збурення: $F = 10$ Н, $w = 314$ рад/с (50 Гц); коефіцієнти дисипації енергії $m_1 = m_2 = 0$; початкові параметри: $x_1(0) = x_2(0) = x_{31}(0) = x_{32}(0) = x_{33}(0) = 0$; $y_1(0) = y_2(0) = y_{31}(0) = y_{32}(0) = y_{33}(0) = 0$; коефіцієнт тертя між робочими поверхнями притирів: $f = 0,09$.

Результати чисельного моделювання руху коливальних мас механічної системи вібровикінчувального верстата подані на рис. 3.

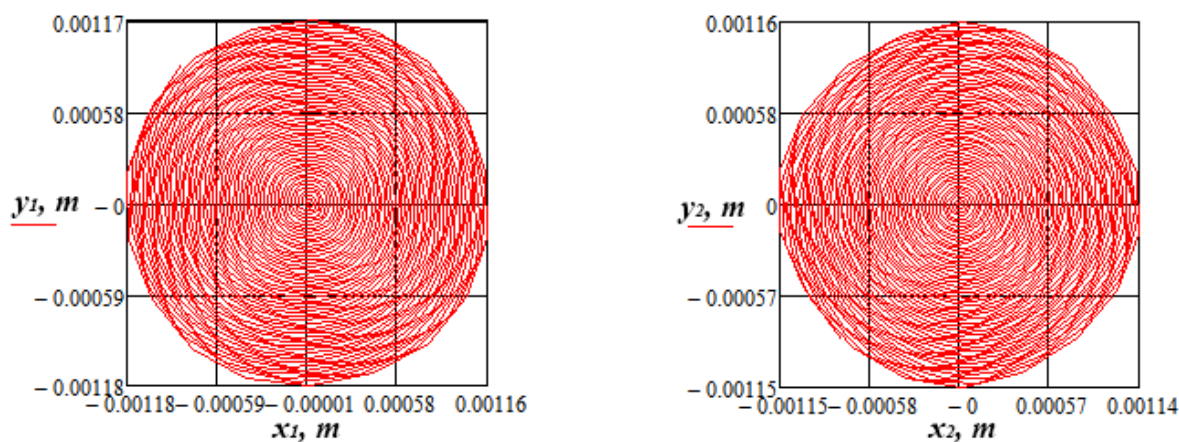


Рис. 3. Траєкторії руху притирів у процесі запуску верстата

На основі отриманих графічних залежностей було обґрунтовано наступне: верхній і нижній притири коливаються у протифазі з однаковими амплітудами $X_1 \approx X_2 \approx Y_1 \approx Y_2 \approx 1,2$ mm; притири рухаються за коловими траєкторіями, що дозволяють забезпечити ефективний процес їх правки методом «притир по притиру».

1. V. Korendiy, V. Zakharov, "Substantiation of Parameters and Analysis of Operational Characteristics of Oscillating Systems of Vibratory Finishing Machines", *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*, vol. 3, no. 2, pp. 67-78, 2017. 2. I. V. Kuzio, V. M. Zakharov, V. M. Korendiy, "Modelling the process of dressing the laps of vibratory finishing machine", *Avtomatizaciâ vrobničih procesiv u mašinobuduvanni ta priladobuduvanni [Industrial Process Automation in Engineering and Instrumentation]*, no. 52, p. 32-42, 2018. 3. I. Kuzio, V. Zakharov, V. Korendiy, "Substantiation of inertial, stiffness and excitation parameters of vibratory lapping machine with linear oscillations of laps", *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*, vol. 4, no. 2, pp. 26-39, 2018.

УДК 621.865

ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РЕЗОНАНСНОГО ПРУЖНОГО ВУЗЛА ДВОМАСОВОЇ ВІБРОМАШИНИ ОБ'ЄМНОЇ ОБРОБКИ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

DEFINITION OF GEOMETRIC PARAMETERS OF RESONANT RESILIENT KNOT OF VIBROMACHINE ARE WITH ELECTROMAGNETIC OCCASION

Олексій Ланець

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

Elastic knots are one of the most important elements of resonance two-mass vibration machines, so their calculation is devoted special attention. The geometrical parameters of the resonant elastic node of a two-mass vibrating machine of three-dimensional machining with an electromagnetic actuator were calculated.

Пружні вузли є одними з найважливіших елементів резонансних двомасових вібраційних машин, тому їх розрахунку присвячено особливу увагу. Для прикладу, проведемо розрахунок геометричних параметрів резонансного пружного вузла двомасової вібромашини об'ємної обробки з електромагнітним приводом (рис. 1, а). Її маси m_1 та m_2 коливаються в протифазі за коловими траєкторіями (рис. 1, г), що лежать у площині дії сил збурення. Нехай інерційні параметри мас однакові ($m_1 = m_2 = 100$ кг), а тому й амплітуди їхніх коливань теж однакові. Приймаємо, що $X_1 = X_2 = 0.8$ мм.

Плоский колоподібний рух мас утворюється завдяки приведенню системи у рух від колових електромагнітних віброзбуджувачів (рис. 2). Шість електромагнітів поступальної дії утворюють коловий електромагнітний віброзбуджувач, осердя з котушками яких симетрично з кутовим кроком 60° по колу кріпляться до маси m_2 , а якорі – до маси m_1 . Між якорями та осердями з котушками електромагнітів виставляють повітряний проміжок d_{np} . У результаті почергового вмикання одного з шести електромагнітів, увімкнених до силової мережі живлення (до трьох фаз А, В, С) через тиристри, вектор сили збурення $F(t)$ діє в площині розташування електромагнітів і обертається по колу із частотою вимушених коливань Ω .

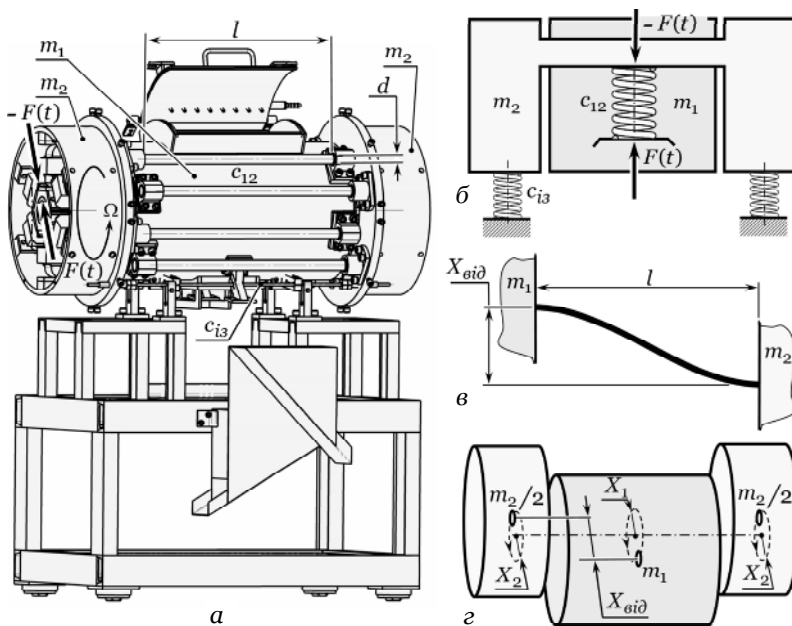


Рис. 1. Просторова модель двомасової вібромашини об'ємної обробки з електромагнітним приводом (а); її принципова плоска модель (б); деформація пружного елемента в площині руху мас (в) та траєкторії їх руху (г)

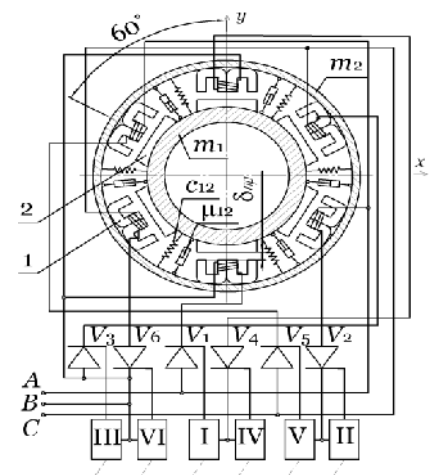


Рис. 2. Принципова схема та схема підключення колового електромагнітного віброзбуджувача: 1 – осердя з котушками та 2 – якорі

У нашому випадку жорсткість c_{12} резонансного пружного вузла та коефіцієнт опору m_{12} однакові за координатами x і y . Кожний з двох протилежно розташованих електромагнітів під'єднаний через тиристри V_1, \dots, V_6 до однієї і тієї ж фази трифазної мережі напруги за схемою трикутника. Кути відкриття тиристорів регулюються пристроями фазового регулювання I-VI.

Живлення котушок електромагнітів відбувається зі зсувом однієї фази відносно іншої. У створенні сили збурення одночасно беруть участь декілька електромагнітів. Коли підключають схему до мережі живлення, сумарний вектор магнітної індукції обертається по колу з коловою частотою, що дорівнює частоті живлення. Вектор сумарної електромагнітної сили також “рухається по колу” з тією ж коловою частотою, тим самим створюючи колові вимушені антифазні коливання якоря і корпуса за траєкторією, близькою до колової.

Завдяки коловому електромагнітному вібробудувачу утворюється обертовий вектор сили збурення, за аналогією з дебалансним приводом. Коловий електромагнітний вібробудувач справді є аналогом інерційного приводу. Проте його особливістю є те, що збурення вимушених коливань відбувається без використання рухомих з’єднань, а частота вимушених коливань чітко фіксована. Це дуже добре у разі застосування резонансних режимів.

Пружні елементи круглого перерізу з діаметром d та довжиною робочої ділянки l , що одним кінцем жорстко закріплені до маси m_1 , а другим – до маси m_2 , під час вимушених коливань циклічно працюють на симетричний згин (рис. 1, в). Сумарна їхня жорсткість за такої деформації c_{12} , а відносне зміщення кінців $d = X_{oid} = X_1 + X_2 = 1.6$ мм.

Зрозумівши принцип роботи вібромашини та її конструктивні особливості, можемо констатувати, що для розрахунку пружних елементів достатньо розглянути плоску модель машини. Приймаємо, що коливальна система приводиться у рух на частоті $\Omega = 314$ рад/с, її резонансне налагодження $z = 0.96$ (рекомендації [1]). Тоді сумарна жорсткість на згин пружних елементів складе

$$c_{12} = c = m_{36} \left(\frac{\Omega}{z} \right)^2 = \left(\frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \right) \left(\frac{\Omega}{z} \right)^2 = \left(\frac{100 \cdot 100}{100 + 100} \right) \left(\frac{314}{0.96} \right)^2 = 5.35 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

У вібромашині використано вісім пружних елементів. Мінімально необхідну довжину робочих ділянок l пружних елементів встановимо за виразом (2:2.27 [1]), конструктивно прийнявши, що коефіцієнт концентрації напружень $k_k = 1.2$, коефіцієнт защемлення пружних елементів $k_3 = 0.8$, модуль пружності їхнього матеріалу $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа, допустимі напруження $[s_{-1}] = 170$ МПа. Отож,

$$l_{\min} = \sqrt[5]{\frac{432 c_{12} E^3 d^4 k_k^4}{p n k_3 [s_{-1}]^4}} = \sqrt[5]{\frac{432 \cdot 5.35 \cdot 10^6 \cdot (2.1 \cdot 10^{11})^3 \cdot (0.0016 \cdot 1.2)^4}{p \cdot 8 \cdot 0.8 \cdot (170 \cdot 10^6)^4}} = 0.444 \text{ м}.$$

Приймаємо $l = 500$ мм. Якщо використати вираз для схеми [1] табл. 2:2.3, діаметр пружного елемента повинен бути

$$d = 2 \cdot \sqrt[4]{\frac{c_{12} l^3}{3 E p n k_3}} = 2 \cdot \sqrt[4]{\frac{5.35 \cdot 10^6 \cdot 0.5^3}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot p \cdot 8 \cdot 0.8}} = 0.0303 \text{ м} = 30.3 \text{ мм}.$$

Згідно з виразом для схеми № 1 табл. 2:2.6 дійсні напруження у пружному елементі становитимуть

$$s_{\max} = \frac{3 k_k d E d}{l^2} = \frac{3 \cdot 1.2 \cdot 0.0303 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.0016}{0.5^2} = 147 \text{ МПа}$$

і будуть меншими за допустиме $[s_{-1}] = 170$ МПа, адже довжину робочої ділянки елементів ми взяли більшу за мінімально допустиме значення.

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИЩЕННЯ ПІД ЧАС МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ МАТЕРІАЛІВ ЗА ДОПОМОГОЮ ЦИКЛОНУ ЗІ СПІРАЛЬНИМ НАПРАВЛЯЮЧИМ АПАРАТОМ**DETERMINATION OF CLEANING EFFICIENCY DURING TOOLING OF MATERIALS BY THE CYCLONE WITH SPIRAL DIRECTING APPARATUS****Володимир Майструк, Роман Гаврилів, Павло Майструк***Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

The paper determined the sources of formation of dust, his density, concentration and granulometric composition, during tooling of materials. The authors, using CFD – programs, defined cleaning efficiency of cyclones with a spiral directing apparatus by granulometric composition of dust and his density.

Під час механічної обробки матеріалів джерелами утворення і виділення пилу в атмосферу є різноманітні металорізальні і абразивні верстати. Основу більшості виробничих процесів обробки матеріалів у механічних цехах складають процеси різання, в яких під час обробки таких матеріалів, як чавун, бронза, сталь, текстоліт, склопластик і інші виділяються не тільки стружка, але і достатньо дрібні пилові частинки розміром від декількох до сотень мікрометрів. Слід зазначити, що інтенсивність пилоутворення залежить від ряду технологічних факторів: швидкості різання, величини подачі різального інструмента і оброблюваних виробів, а також складу матеріалу, з якого ці вироби виготовлені. Так, під час обробки різцями сірого чавуну, збільшення швидкості в 3 рази призводить до зростання концентрації пилу майже в 4,5 рази, а під час обробки олов'янистої бронзи збільшення швидкості в 4 рази тягне за собою зростання концентрації пилу в 5,3 рази. Поряд з тим, під час обробки чавуну в пилу збільшується вміст частинок розміром до 5 мкм, в той же час, як у випадку з бронзою він зменшується. Під час обробки сталі Ст 45 зі збільшенням швидкості різання концентрація пилу збільшується незначно, але різко зростає утворення частинок пилу розміром 2 мкм (до 75 %) [1]. У процесі заточування інструмента утворюється пил, дисперсний склад якого характеризується медіанним діаметром $d_{50}=15 - 30$ мкм [1].

Під час обробки склопластику найбільша концентрація виникає в процесі обдирання, найменша – під час фрезерування. Дисперсний склад пилу характеризується медіанним діаметром $d_{50}=15 - 40$ мкм [1]. Частинки графіту і вугілля, які отримуються в результаті обробки виробів з графіту і вугілля, мають середні розміри 20 – 100 мкм з широким спектром розподілу для різних процесів різання.

Пилоочисні установки, які широко використовуються в галузі механічної обробки не завжди відповідають поставленим вимогам за ефективністю очищення. Тому постає питання створення нових ефективних пилоочисних апаратів. Однак однією з основних проблем під час проектування нових пилоочисних апаратів є відсутність надійних методів прогнозування ефективності очищення. Існуючі лабораторні методи є надзвичайно трудомісткими та економічно недоцільними. Тому поставлену проблему в науково-дослідній роботі можна вирішити моделюванням руху газопилових потоків у робочій зоні циклона за допомогою CFD-програм.

Суть цього методу полягає в тому, що на основі обчисленої структури газового потоку дослідного апарата, визначається траєкторія руху певної кількості частинок однієї фракції в залежності від умов входу в апарат. Частинки, які за розрахунками досягли стінок циліндричної або конічної частини корпусу апарата, вважаються «вловленими». Всі решту частинок вважаються «винесеними». За співвідношенням «вловлених» і «винесених» частинок визначають фракційну ефективність апарата.

Повний коефіцієнт ефективності очищення апарата визначається за залежністю [2]:

$$\eta_0 = \frac{\eta_1 M_1}{100} + \frac{\eta_2 M_2}{100} + \dots + \frac{\eta_n M_n}{100}, \quad (1)$$

де $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – фракційні коефіцієнти ефективності очищення пиловловлювального апарата; M_1, M_2, \dots, M_n – масова частка кожної фракції пилу.

Визначення ефективності очищення за допомогою CFD-програм проводили на моделі циклона зі спіральним направляючим апаратом, представленим у [3]. Дослідження структури газового потоку в апараті проводили за методикою представленою в [4].

Вихідними параметрами для дослідження таких циклонів були характеристики повітряного потоку, а саме: атмосферний тиск за нормальних умов $P_0=101325$ Па; температура середовища за нормальних умов $T_0=293$ К; густина повітря $\rho_{пов} = 1,293$ кг/м³. Граничними умовами для розрахунку були: відкритий потік – об'ємні витрати на вході або виході (витрати відповідали фіктивній швидкості 4 м/с); відкритий тиск – тиск навколишнього середовища; стіна – реальна стінка.

Якщо вважати, що фракційний склад пилу, який утворюється під час механічної обробки матеріалів, відповідає нормальному закону розподілу, то значення ефективності очищення для циклону зі спіральним направляючим апаратом можна обчислити за формулою (1) за визначеними за допомогою CFD-програм фракційними коефіцієнтами ефективності. В табл. 1 представлені характеристики пилу, який поступає в атмосферу від ділянок механічної обробки матеріалів і ефективність його вловлення за допомогою циклону зі спіральним направляючим апаратом.

Таблиця 1

Характеристики пилу, який виділяється в процесах абразивної обробки металів у механічних цехах

Процес обробки	Вид пилу	Концентрація пилу, г/м ³	Медіанний діаметр частинок пилу, мкм	Густина частинок пилу г/см ³	Прогнозована ефективність очищення, %
Зачистка деталей наждаком	Абразивний + металічний	0,2 – 0,5	44 – 60	3,4 – 4,8	99,6 – 99,9
Заточування	Металічний + окалина	0,1 – 0,4	14 – 60	3,4 – 4,8	99,5 – 99,9
Шліфування	Абразивний + металічний	0,5 – 1,0	19 – 35	3,4 – 4,8	99,5 – 99,8
Полірування	Абразивний + текстильний + пил полірувальної пасти	0,9 – 1,1	40 – 240	1,5	95,8 – 97,5

Таким чином, знаючи вид пилу, який утворюється під час процесів механічної обробки, і його гранулометричний склад, можна прогнозувати ефективність вловлення пилу за допомогою CFD-програм.

1. Тищенко Н.Ф. *Охрана атмосферного воздуха. Расчет содержания вредных веществ и их распределение в воздухе.* Справ. Изд – М.: Химия, 1991. – 368 с., ил.; 2. Старк С.Б., *Пылеулавливание и очистка газов в металлургии.* – М.: Металлургия, 1977.- 328с.; 3. Дубинін А.І., Майструк В.В., Гаврилів Р.І., *Циклони із спіральним направляючим апаратом.* // *Восточно-Европейский журнал передовых технологий.* Харків – 2011 вип. 2/6(50). С. 35-37; 4. *SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Авторы: Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В., Харитонович А. И., Пономарев Н. Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.: ил.*

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ЕФЕКТИВНОСТІ ВІБРАЦІЙНИХ МАЙДАНЧИКІВ БУДІВЕЛЬНОЇ ІНДУСТРІЇ

ANALYSIS OF METHODS TO IMPROVE THE RELIABILITY AND EFFICIENCY OF VIBRATION SITES OF THE CONSTRUCTION INDUSTRY

Іван Назаренко, Олег Дєдов, Максим Делембовський, Миколай Клименко

*Київський національний університет будівництва і архітектури,
проспект Повітрофлотський, 31, м. Київ, 03037, Україна*

Vibrating machines are widely used in the construction industry in the manufacture of concrete and reinforced concrete products. One of the important aspects of ensuring the reliability of vibratory machines is to determine the time between failures of the machine elements at the operation stage and the development on this basis of the relevant recommendations. However, at the present stage, recommendations for the reliability of vibration technology are practically absent. The main objective of this work is to improve the quality of both existing and created vibration platforms. Methods and results for assessing the quality of vibration pads proposed in this work.

Вібраційні машини широко використовуються в будівельній індустрії при виготовленні бетонних та залізобетонних виробів. Ефективність їхньої роботи значною мірою залежить від достатньо конкретного врахування діючих сил системи та надійності роботи елементів вібраційних майданчиків. Сьогодні практично відсутні роботи з розроблення методів оцінювання надійності вібраційних майданчиків у різних режимах їх роботи. Однак практика експлуатації вібраційних майданчиків будіндустрії засвідчує частий вихід з ладу деталей та вузлів цих машин, що значно знижує їхню роботопридатність у передбачених технологією режимах роботи. В результаті такого положення відформовані вироби можуть бути бракованими. Тому актуальною є проблема методів надійності, визначення її критеріїв та вдосконалення конструкції елементів вібраційних майданчиків.

Проблема підвищення надійності чітко переплітається з проблемою їхньої якості. Таким чином, підвищення якості вібраційного майданчика залежить від багатьох причин, основна з яких – якість вібраційного устаткування. Невід’ємною частиною якості є клас точності вібраційного майданчика або похибка, з якою моделюються коливання. Тому основне завдання цієї роботи є підвищення якості як існуючих моделей, так і створюваних вібраційних майданчиків. Для цього пропонується сукупність критеріїв оцінювання якості вібраційних майданчиків; відображається зв’язок вимірювальної техніки із завданням підвищення їхньої якості; розглядаються похибки, що виникають на етапах проектування, виготовлення і експлуатації; розглядається зв’язок похибок, які виникають з їхньої якістю; пропонується, які завдання необхідно вирішувати на кожному з етапів, які аналізуються, щоб отримати зниження наявних похибок, а також отримати підвищення якості таких вібраційних майданчиків.

Загальним елементом вібраційних майданчиків є збудник коливань – робочий орган – середовище. Отже, в певному сенсі якість структури системи залежить від сукупності і взаємозв’язку тих елементів, які утворюють керуючу частину (силові пружно-інерційні, енергетичні й інші характеристики) і визначають характер позитивного зворотного зв’язку, забезпечують заданий закон коливання.

Отже, конкретне визначення еталонної моделі полягає у формуванні умов та з’ясуванні сенсу оптимального керування. Іншими словами, оптимальне керування є найнеобхіднішою інформацією для здійснення структурного і динамічного синтезу системи.

Ідеальні керування прийнято називати еталонними, тобто такими, які слугують зразком при пошуку реальних конструктивних схем технічних об’єктів з параметрами, що є близькими до

оптимальних. Отже, виходячи з цього, еталонна модель – це математична модель, в якій керування є оптимальним у сенсі прийнятого критерію за встановлених обмежень.

Важливою особливістю сучасних вібраційних майданчиків є широкий розвиток уніфікації і стандартизації виробів. У результаті цього, підприємства, які займаються виготовленням вібраційних майданчиків, мають кооперативні зв'язки з сотнями підприємств, які постачають матеріали, комплектуючі вироби, необхідні для організації виробництва технологічного обладнання, оснащення, засоби контролю і т. д.

Таким чином, якість і надійність вібраційних майданчиків значною мірою залежить від якості продукції підприємств-постачальників. Наприклад, за даними спеціалістів Волжського автозаводу, якість автомобілів, що випускаються більше, ніж на 50% залежить від якості комплектуючих виробів та матеріалів.

Враховуючи вищевказане, при конструюванні будь-яких елементів вібраційних майданчиків необхідно починати з вибору відповідного матеріалу, оскільки це дає можливість визначити їхню надійність, термін служби та економічні показники. Необхідно мати на увазі, що вартість матеріалів складає значну частину вартості всіх вібраційних майданчиків (у вібраційних майданчиків вартість матеріалів складає приблизно 70 – 75%). Велику роль також відіграє спосіб виготовлення відповідних деталей, бо в більшості випадків на стружку (відходи) йде майже 40% металу, що, в свою чергу, впливає на вартість вібраційних майданчиків у цілому.

При конструюванні і виготовленні вібраційних майданчиків повинні суворо дотримуватися Державні стандарти (ДСТУ, ГОСТи), технічні умови (ТУ). Застосування в машині стандартних деталей і вузлів зменшує кількість типорозмірів, забезпечує взаємозамінність, дозволяє швидко і дешево виготовляти нові машини, а в період експлуатації полегшує їх ремонт. Виготовлення стандартних деталей і вузлів вібраційних майданчиків проводиться в спеціалізованих цехах і на заводах, що підвищує їхню якість і знижує собівартість.

Надійність, закладена у вібраційних майданчиків на стадіях проектування, конструювання та виготовлення повинно забезпечуватись і в період їх експлуатації.

Методи забезпечення надійності вібраційних майданчиків можна розподілити на конструктивні й експлуатаційні групи. Удосконалення методів експлуатації і забезпечення обладнання запасними частинами, поряд з поліпшенням його конструкції, вважається найважливішим резервом підвищення ефективності вібраційних майданчиків.

УДК 621.867

ПРО ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ СТВОРЕННЯ І НАЛАГОДЖЕННЯ ПРОТЯЖНИХ ТРУБЧАСТИХ ВІБРОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ

ON SOME PECULIARITIES OF DEVELOPMENT AND SETTING-UP OF LONG-LENGTH TUBULAR VIBRATORY SYSTEMS

Владислав Шенбор, Олександр Гаврильченко, Володимир Брусенцов, Богдан Савчин

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

The problems of development and setting-up of long-length tubular vibratory conveyers with electromagnetic drive are considered. Two different structural diagrams of long-length vibratory conveying systems are analyzed and the recommendations on their setting-up are presented.

Протяжні вібротранспортні трубчасті системи (рис. 1) зазвичай будуються з суцільного довгого транспортуючого елемента (сталеві чи дюралюмінієвої труби) 1 і реактивних мас 4, розмішених з

певними кроками. Маси з'єднані між собою пружними елементами 5, а приводами коливань є електромагніти 2 і якорі 3, розміщені на різних масах. Протяжний конвеєр опирається на основу через м'які віброізолятори 6. За робочих режимів траєкторії вібрацій робочого транспортуючого органа 1 багатопривідного конвеєра повинні мало відрізнятися, тобто має забезпечуватися рівномірне поле коливань, чим забезпечується рівномірне ефективне транспортування штучних, кускових і сипких продуктів за довжиною транспортуючої труби. Коливання робочого органа близькі до його коливань як твердого тіла, однак його не можна розглядати як тверде тіло, оскільки механічна система має декілька частот власних коливань, менших за частоту вимушеної вібрації. Цим частотам відповідають форми коливань з суттєвим згином робочого елемента. Підвищення жорсткості транспортуючого елемента призведе до дуже значного збільшення його маси і, як наслідок, до істотного зменшення продуктивності, або значного збільшення енергозатрат, що є неприпустимим. Внаслідок нежорсткості робочого органа за практичного використання багатопривідних машин необхідні спеціальні заходи із забезпечення необхідного режиму і параметрів вібрацій. Такі заходи базуються на особливостях будови цих машин і досягаються одним з двох способів: прямим способом налагодження; релаксаційним способом налагодження. За цими способами жорсткості пружних елементів змінюють і досягають більшої рівномірності вібрацій.

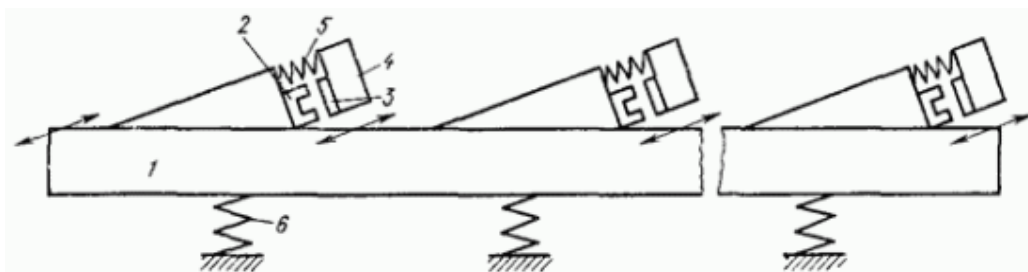


Рис. 1. Багатопривідна вібромашина з електромагнітними віброзбудниками

На відміну від багатопривідних конвеєрів з суцільним робочим органом, більш ефективним є створення протяжних вібротранспортних систем з вібраційних транспортних модулів з незалежними віброзбудниками поздовжніх і нормальних коливань та комбінованими двокоординатними пружними системами. Необхідна поперечна жорсткість робочого органа модуля, яка виключає пружні коливання за мінімальної маси конструкції, досягається скороченням його довжини. Протяжність транспортної системи змінюється зі зміною кількості її складових модулів. Робота складеного робочого органа забезпечується синхронною роботою електромагнітних віброзбудників.

Вібраційний модульний конвеєр зображений на рис. 2. Він складається з необхідної кількості вібраційних конвеєрів (модулів) 1, встановлених на віброізоляторах 2. Електромагнітний віброзбудник має електромагніти 3, 4 і якорі 5, 6 поздовжніх і нормальних коливань. Між привідними модулями 1 розміщені додаткові непривідні секції 7, з'єднані з першими еластичними муфтами 8. Кожна еластична муфта 8 виконана у вигляді клемових затискачів 9 з гумовою внутрішньою поверхнею 10. На початку і на кінці конвеєра на крайніх привідних секціях 1 встановлені компенсуючі вантажі 11. Для того, щоб секції конвеєра коливались як одне ціле необхідно, щоб лінія дії вимушуючих сил поздовжніх F_1 і нормальних F_2 коливань проходила через зведені центри мас секцій. Внаслідок симетричності привідних 1 і непривідних 7 секцій за довжиною, зведені центри ваги S за горизонтальною віссю знаходяться в центрі привідних секцій, крім крайніх. Тому лінії дії нормальних вимушуючих сил F_2 у всіх привідних секціях, крім крайніх, проходять через їхні центри ваги S . Для суміщення лінії дії нормальних вимушуючих сил на крайніх привідних секціях 1 з центром їхніх мас і призначені компенсуючі вантажі. Це забезпечує коливання секцій конвеєра, як одного цілого, з однаковими траєкторіями в будь-якій точці за довжиною конвеєра. За включення електромагнітів 3 і 4 поздовжніх і нормальних коливань зі зсувом фаз між ними, секції 1 і 7 здійснюють коливання за еліптичними траєкторіями, забезпечуючи переміщення вантажів у безвідривному або відривному режимі. Конвеєр необхідної довжини може бути складений з меншої кількості привідних секцій, що знижує споживану потужність конвеєра.

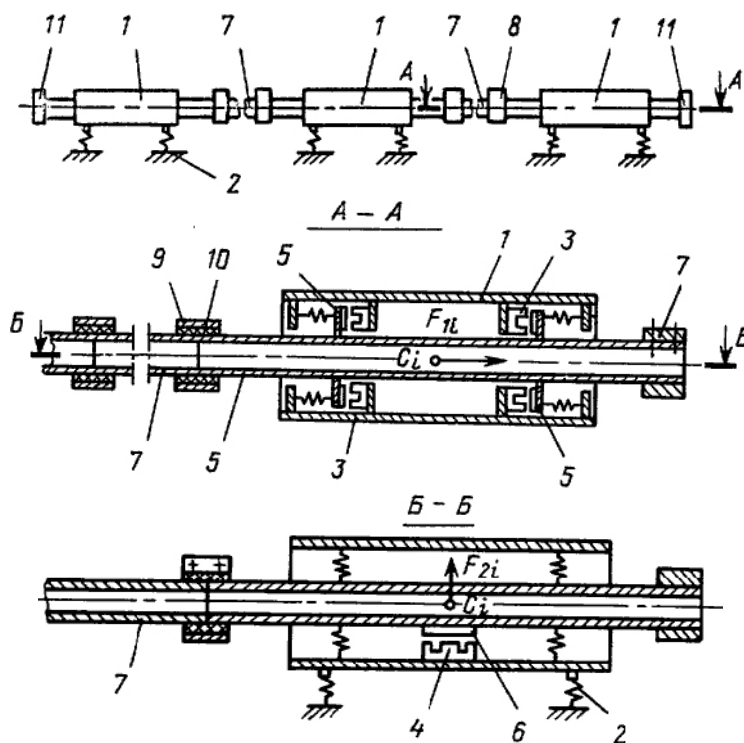


Рис. 2. Вібраційний модульний конвеєр

Лабораторією НДЛ-40 Львівської політехніки був розроблений, виготовлений і впроваджений вібраційний протяжний конвеєр з довжинами привідних секцій 2 м і непривідних – 0,3 м загальною довжиною 32 м. За робочої частоти 25 Гц, горизонтального розмаху коливань 4 мм, вертикального розмаху 0,8 мм і внутрішнього діаметра труби 60 мм продуктивність подачі продуктів складала 2 м³/год. Кожна з привідних секцій мала однакові параметри з власними частотами поздовжніх і нормальних коливань відповідно 26,7 Гц і 29 Гц за однакових значень коливальних мас.

Особливостями налагодження протяжної системи у виробничих умовах було забезпечення однакових траєкторій (еліпсів) за довжиною, що було забезпечено регулюванням жорсткості клемових затискачів і підналагодження нормальних амплітуд коливань у кожному модулі.

Головним висновком, який впливає з результатів тривалих досліджень і налагоджень, є те, що за впровадження протяжних систем тільки прямий спосіб дозволяє у виробничих умовах налагодити систему на ефективну роботу.

УДК 621.867

УДОСКОНАЛЕННЯ ВІБРОТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ УКЛАДАННЯ ВИРОБІВ НА РУХОМІ СТРІЧКИ КОНВЕЄРІВ

IMPROVEMENT OF VIBRATORY CONVEYING SYSTEM OF STACKING PRODUCTS ONTO MOVABLE BELTS OF CONVEYERS

Владислав Шенбор, Олександр Гаврильченко, Володимир Брусенцов, Юрій Шенбор

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The design and operation of vibratory conveying system of stacking products onto the movable belt of conveyer are considered. In order to improve the efficiency of the manufacturing process and to reduce the system's price, two modernized vibratory conveying systems are proposed.

За автоматизації виробничих процесів однією з важливих технологічних операцій є автоматизація процесу укладання виробів на рухомі стрічки конвеєрів. Найбільш часто такими операціями є укладання легкоушкоджуваних керамічних виробів за мокрого пресування перед операцією сушіння, за укладання виробів перед фарбуванням і лакуванням, укладання харчових продуктів тощо. Застосування роботів і маніпуляторів для виконання цих операцій є досить дорогим. Окрім того, вони мають істотний недолік: елементи їхніх схоплювачів не дозволяють забезпечити 100% заповнення рухомих стрічок конвеєрів, а в багатьох техпроцесах необхідне саме таке заповнення.

Найбільш ефективним способом укладання, який може забезпечити будь-яку щільність укладання, є укладання за допомогою систем, які складаються з вібраційних конвеєрів і транспортно-маніпулюючих конвеєрів. Така система укладання виробів зображена на рис. 1.

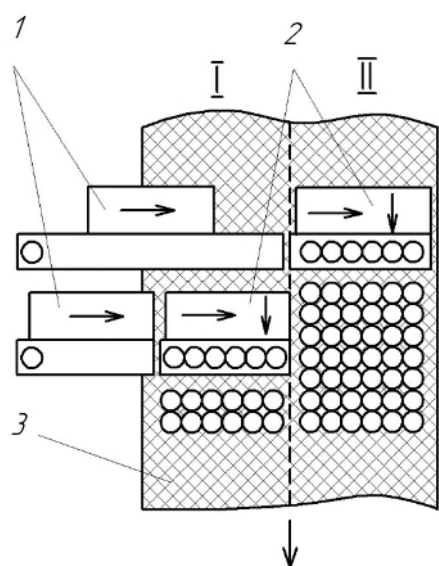


Рис. 1. Схема укладання виробів з чотирма конвеєрами

Складовими елементами системи на рис. 1 є транспортуючий конвеєр 1, транспортно-маніпулюючий конвеєр 2 і стрічковий конвеєр 3. Конвеєри 1 і 2 підвісного типу з електромагнітним приводом коливань і еліптичним законом коливань транспортуючих елементів. Система працює таким чином. Вироби роботом або маніпулятором після попередньої операції встановлюються на транспортуючу деку конвеєра 1, подаються на конвеєр 2 на якому нагромаджується ряд з наперед заданої кількості виробів. Перемикаючи напрямки транспортування (напрямки транспортування на рис. 1 показані стрілками) група виробів плавно передається на рухому стрічку конвеєра. Конвеєри працюють у безвідривних еліптичних режимах вібротранспортування і розміщені з мінімальним проміжком над сіткою, чим забезпечується маніпулювання легкоушкоджуваними виробами. Узгоджуючи продуктивність подачі виробів на 1, кількість нагромаджуваних деталей на 2, розміри деталей та сітки 3 і її швидкість руху отримуємо щільне або нещільне укладання виробів на стрічку. Кілька таких систем (дві, чотири, шість, ...)

забезпечують укладання виробів за всією шириною стрічки конвеєра. Система за рис. 1 забезпечує укладання груп виробів на дві зони (I, II) стрічки конвеєра 3. Системи споживають малу потужність завдяки застосуванню малогабаритних і маломатеріаломістких конвеєрів, які працюють у білярезонансних режимах.

Система за рис. 1 була впроваджена на підприємстві з виготовлення низьковольтної кераміки, а саме за виготовлення керамічного патрона. Патрон виготовляється способом мокрого пресування з мінерального порошку, складовими елементами якого є глина, каолін, пегматит, кварцовий пісок, шамот, гас, олеїн і вода. У неавтоматизованому виробництві випресуваний виріб вручну ставлять на рухому сітку конвеєра і в подальшому вироби проходять через сушильну камеру.

Метою удосконалення є зменшення кількості конвеєрів, що значно зменшить вартість системи. Для цього конвеєри 1, 2 (рис. 2) оснащують двома транспортуючими деками кожний, що дозволить одночасне живлення з двох позицій і укладання (заповнення) двох зон I, II на стрічці конвеєра 3. У немодернізованій системі таке укладання забезпечують дві системи (чотири віброконвеєри). Система за рис. 2 працює таким чином. Вироби подаються незалежно на деки конвеєра 1, транспортуються і передаються на конвеєр 2, де відбувається їх нагромадження. За накопичення партії виробів на одній деці транспортно-маніпулюючого конвеєра група виробів передається на рухому сітку конвеєра 3.

Партія виробів, що знаходиться на іншій деці, в цей період механічно заблокована. Для досягнення ще більшої ефективності системи з її ще більшим здешевленням, необхідно модернізувати транспортно-маніпулюючий конвеєр, надавши йому комплексну функцію: приймання виробів з двох точок живлення з подальшим транспортуванням в зону нагромадження двох груп виробів. Нагромажені групи синхронно або несинхронно подаються на стрічку конвеєра (рис. 3). Такий модернізований транспортно-маніпулюючий конвеєр 1 живить дві зони I, II стрічки приймального конвеєра 2 і замінює чотири конвеєри, що застосовані у систем за рис. 1. Системи за рис. 1, 2, 3 оснащуються лічильниками виробів, рухомими і нерухомими заслінками, системами керування.

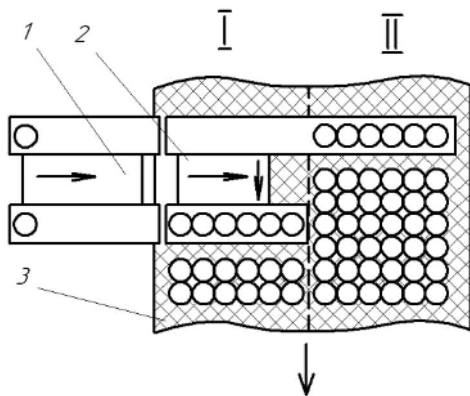


Рис. 2. Схема укладання виробів з двома конвеєрами

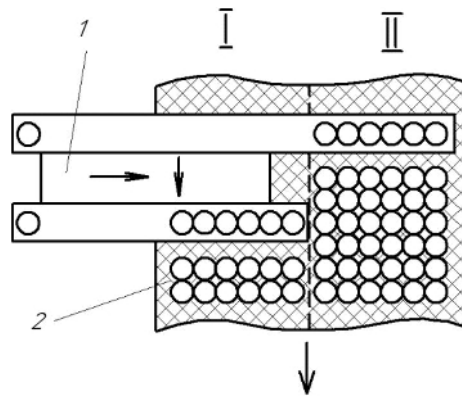


Рис. 3. Схема укладання виробів з одним конвеєром

Використовуючи запропоновані системи можна заповнювати рухомі стрічки конвеєрів з наперед заданою щільністю і розміщенням деталей за наперед заданою програмою, що неможливо забезпечити відомими способами. Особливий ефект цим системам надає застосування оригінальних віброконвеєрів з незалежними коливаннями.

УДК 621.929.7

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КІЛЬЦЕВОГО ОТВОРУ РОЗВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЛУНКИ БУНКЕРА ПРИ ГРАВІТАЦІЙНОМУ ВИТІКАННІ ДРІБНОДИСПЕРСНИХ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

DETERMINATION OF THE PARAMETERS OF THE RING HOLE OF THE UNLOADING HOPPER WITH GRAVITATIONAL LEAKAGE FINELY DISPERSED MILDEW MATERIALS

Юрій Шоловій, Надія Магерус

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The results of mathematical modeling of gravitational leakage of finely dispersed bulk material from the ring outlet of a bunker formed by a locking conical bottom and a conical discharge bunker are presented.

Постійна зміна фізико-механічних характеристик дрібнодисперсних сипких матеріалів (СМ) у процесі переробки та зберігання суттєво впливає на конструктивні параметри розвантажувальних лунок бункерів: розмір та форму випускного отвору, кут нахилу стінок тощо. Від цих параметрів залежить продуктивність розвантаження бункерів. Непрогнозована поведінка дрібнодисперсних СМ

у бункері спричинена значними силами зчеплення між частинками СМ, що призводить до налипання продукту на стінки ємкостей, зависання та утворення склепінчастих структур над випускним отвором і, як наслідок, негативно позначається на процесі витікання [1].

При використанні конічної розвантажувальної лунки із запірним конічним днищем в області випускного отвору необхідно встановити ширину кільцевого випускного отвору b_0 , утвореного стінками лунки та конічного днища.

З цією метою була розроблена математичну модель, яка ґрунтувалась на дослідженні силових факторів, що призводять до формування стійкого склепіння над випускним отвором (рис. 1).

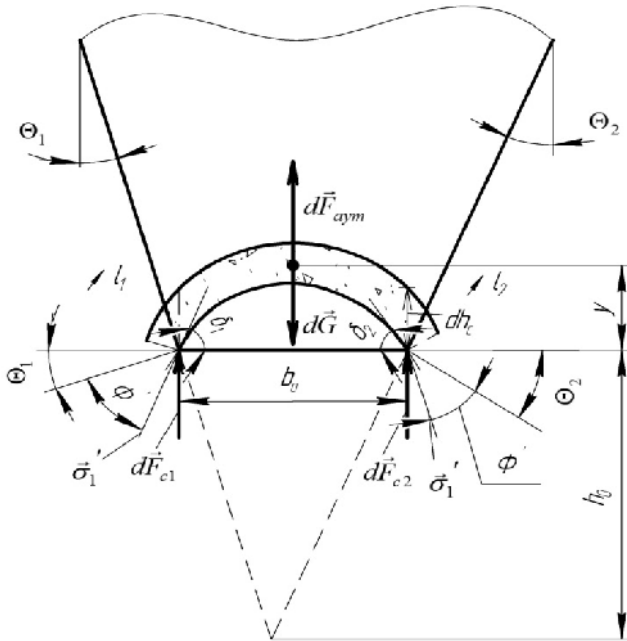


Рис. 1. Схема дії сил, що діють на елементарний об'єм склепіння, при гравітаційному витіканні дрібнодисперсного СМ з конічної лунки бункера з кільцевим випускним отвором

Прирости сил протидії витіканню визначали за формулами:

$$dF_{c1} = s_1' \cdot \sin(d_1) \cdot dh_c \cdot \cos(d_1) \cdot l_1, \quad (4)$$

$$dF_{c2} = s_1' \cdot \sin(d_2) \cdot dh_c \cdot \cos(d_2) \cdot l_2, \quad (5)$$

де $d_1 = Q_1 + \Phi'$; $d_2 = Q_2 + \Phi'$; Q_1 – кут нахилу стінок конічної лунки бункера; Q_2 – кут нахилу стінок конічного днища.

Підставивши вирази для визначення приростів сил, що діють на СМ у елементарному об'ємі склепіння у конічній розвантажувальній лунці з кільцевим випускним отвором (2) – (5), у рівняння рівноваги сил (1), отримали:

$$\frac{t_0 \cdot dh_c \cdot l_0}{f} + s_1' \cdot \sin(d_1) \cdot dh_c \cdot \cos(d_1) \cdot l_1 + s_1' \cdot \sin(d_2) \cdot dh_c \cdot \cos(d_2) \cdot l_2 = r_0 \cdot g \cdot dh_c \cdot b_0 \cdot l_0. \quad (6)$$

З рівняння рівноваги сил (6) визначили граничне максимальне значення ширини кільцевого випускного отвору b_0 конічної розвантажувальної лунки бункера, що забезпечує формування стійкого склепіння при гравітаційному витіканні:

На продукт, що знаходився в елементарному об'ємі склепіння, діяли відповідні прирости сил, значення яких визначаються формою та розмірами розвантажувальної лунки [2].

Для моделювання використано рівняння рівноваги сил, що діють на СМ у елементарному об'ємі склепіння, у проекціях на вертикальну вісь:

$$dF_{aym} + dF_{c1} + dF_{c2} = dG. \quad (1)$$

Приріст сили тяжіння для конічної лунки з кільцевим випускним отвором рівний:

$$dG = r_0 \cdot g \cdot dh_c \cdot b_0 \cdot l_0. \quad (2)$$

Приріст сили аутогезії для такого типу розвантажувальної лунки бункера рівний:

$$dF_{aym} = \frac{t_0 \cdot dh_c \cdot l_0}{f}. \quad (3)$$

$$b_o = \frac{t_o \cdot (l_1 + l_2) + s'_1 \cdot f \cdot (\sin(2d_1) \cdot l_1 + \sin(2d_2) \cdot l_2)}{f \cdot r_o \cdot g \cdot (l_1 + l_2)} \quad (7)$$

Для імітаційного моделювання поведінки дрібнодисперсного СМ при гравітаційному витіканні було обрано властивості пшеничного борошна. У програмному середовищі MathCAD були отримані графічні залежності $b_o(\Theta_1)$ (рис. 2) та $b_o(f_w)$ (рис. 3).

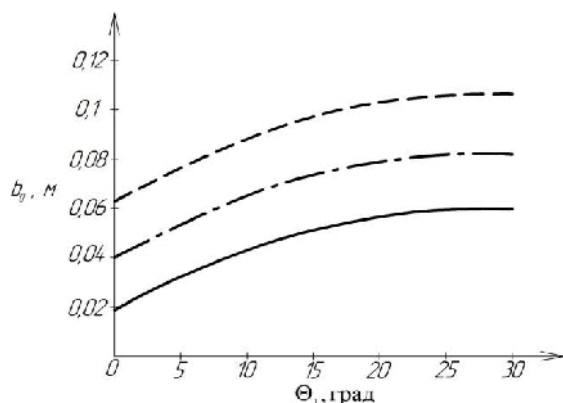


Рис. 2. Залежність розміру кільцевого випускного отвору від кута її нахилу стінок конічної лунки (— для $t_o = 50$ Па; — — для $t_o = 100$ Па; — — для $t_o = 150$ Па)

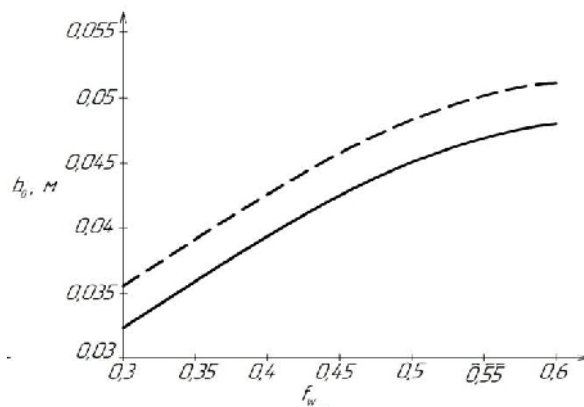


Рис. 3. Залежність розміру кільцевого випускного отвору від коефіцієнту зовнішнього тертя (— — для $r_o = 500$ кг/м³; — — для $r_o = 700$ кг/м³)

Зі зростанням кута нахилу стінок Θ конічної лунки бункера (рис. 2) збільшується ширина кільцевого випускного отвору b_o , при якому можливе формування стійкого склепіння над випускним отвором. Граничне значення ширини кільцевого отвору для $0^\circ < \Theta_1 < 30^\circ$ при $t_o = 50$ Па знаходиться у межах $0,02 < b_o < 0,05$ м. Збільшення кутів нахилу стінок лунки $20^\circ < \Theta_1 < \Theta_{max}$ практично не впливає на зміну граничного значення ширини кільцевого випускного отвору b_o лунки бункера.

Зростання коефіцієнта зовнішнього тертя СМ f_w до стінок розвантажувальної лунки дозволяє збільшувати граничне ширини кільцевого випускного отвору b_o (рис. 3). Однак збільшення насипної щільності r_o продукту (при однакових усіх інших фізико-механічних характеристиках матеріалу) призводить до покращення умов витікання СМ у зв'язку зі зростанням його ваги. Це, відповідно, впливає на зменшення граничного розміру b_o розвантажувальної лунки.

1. Зимон А. Д. Аутогезія сыпучих материалов / А. Д. Зимон. – М. : «Химия», 1978. – 287 с. 2. Катыльмов А. В. Дозирование сыпучих и вязких материалов / А. В. Катыльмов, В. А. Любартович; за ред. Ю. К. Кузнецов. – Л. : Химия, 1990. – 240 с. 3. Шоловій Ю. П. Обґрунтування конструктивних параметрів лунки дозатора для дрібно-дисперсних сипких матеріалів / Ю. П. Шоловій, Н. І. Прокопець // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Укр. міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: НУ «Львівська політехніка». – 2013. – Вип. 47. – С. 45 – 50.

УДК 637.116

ГЕНЕРАТОР ІМПУЛЬСІВ ДОЇЛЬНОГО АПАРАТА

PULSE GENERATOR FOR MILKING MACHINE

Петро Яцунський, Василь Дмитрів

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

The influence of possible factors (pulsation frequency, molar intensity and correlation between cycles) on the vacuum-pressure pressure in the process of research of the pneumatic electromagnetic pulse generator is given. The given character of the vacuum change in the inter-wall, floor chambers of milking cups and collectors during the pulsokolektora operation.

Вакуумметричний тиск є основним параметром у роботі доїльної системи. Основним елементом доїльної системи є пульсатор, що здійснює перетворення постійного вакууму в змінний, пульсуючий із заданою частотою. Забезпечення адекватності технологічного процесу доїння до фізіології тварини, необхідно забезпечувати контроль низки параметрів і, в залежності від них, керувати частотою пульсацій генератора імпульсів (пульсатора), що і забезпечується в автоматизованих і роботизованих доїльних системах зарубіжних виробників аналогічного обладнання. В якості такого обладнання пропонується пневмоелектромагнітний пульсоколектор, як генератор імпульсів.

У процесі досліджень пневмоелектромагнітного генератора імпульсів із суміщеним колектором було експериментально виявлено вплив на вакуумметричний тиск керованих факторів – частоти пульсації, інтенсивності молоковіддачі та співвідношення між тактами ссання до тактів стиску. Керування цими параметрами здійснюється за допомогою однокристального контролера, що дає змогу змінювати їхні значення в процесі доїння і робить цей процес повністю автоматизованим. Значення вакуумметричного тиску вимірювали в режимі реального часу сенсорами тиску фірми BOSCH, встановлених на доїльних стаканах, у колекторі та молокопроводі.

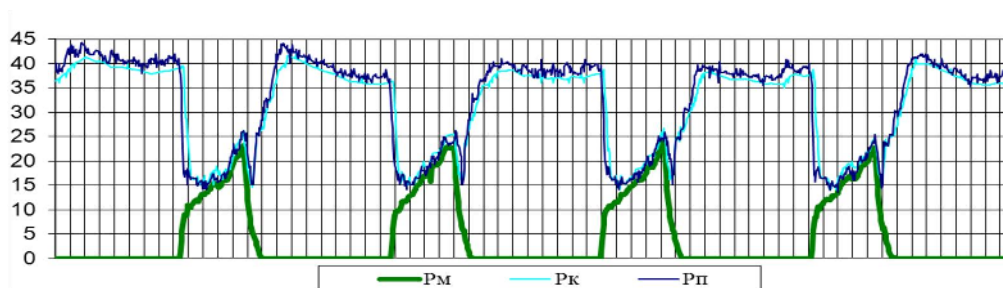


Рис. 1. Характер зміни вакуумметричного тиску у процесі роботи генератора імпульсів із суміщеним колектором (співвідношенні між тактами 70/30): P_m – тиск у міжстінковій камері доїльних стаканів; P_k – тиск у камері колектора; P_n – в тиск у піддійкових камерах доїльних стаканів

На рис. 1 наведено характер зміни вакууму в міжстінковій P_m , піддійковій P_n і в колекторі P_k під час роботи генератора імпульсів за вакуумметричного тиску у лінії $P_l = 45$ кПа, частоти пульсації $n = 60$ ім/хв та інтенсивності молоковіддачі $q = 45$ г/сек, і співвідношенні між тактами 70 : 30. Конструкція генератора імпульсів детально описана в [1 – 2], у нього генератор імпульсів є суміщеним з колектором. На рис. 1 показано, що тиск у міжстінковій камері P_m доїльних стаканів за такту стиску не піднімається до номінального значення вакуумметричного тиску, який показаний лінією P_l .

На рис. 2 наведено зміну вакууму за параметрів, поданих вище, а співвідношення між тактами складало 40 : 60. Вакуумметричний тиск у міжстінковій камері P_m зростає за такту стиску, але не досягає номінального значення. За зміни співвідношення між тактами з 70 : 30 на співвідношення – 40 : 60 зростає такт стиску, що приводить до зростання вакуумметричному тиску у міжстінковій камері P_m .

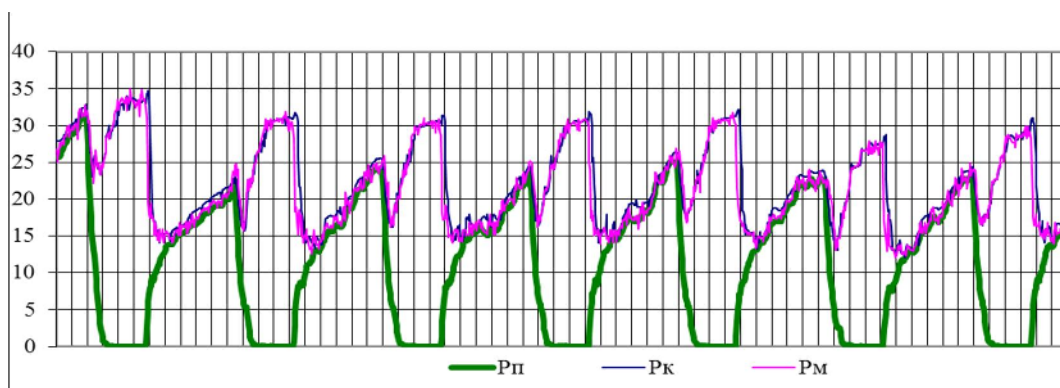


Рис. 2. Характер зміни вакуумметричного тиску у процесі роботи генератора імпульсів із суміщеним колектором (співвідношенні між тактами 40 : 60): P_m – тиск у міжстінковій камері доїльних стаканів; P_k – тиск у камері колектора; P_n – тиск у піддійкових камерах доїльних стаканів

1. Яцунський П.П. Конструкційний аналіз пульсоколекторів. VI науково-технічна конференція «технічний прогрес у тваринництві та агропромисловості» / П.П. Яцунський - грудень 2017 р. 2. Дмитрів В.Т., Дмитрів І.В., Яцунський П.П. Пневмоелектромагнітний пульсоколектор доїльного апарату. Патент України на винахід 30342/3А/17 Україна : МПК А01J/14. № а2017 11854, заявка. 05.12.2017.

WWW

СЕКЦІЯ 5

СУЧАСНІ МАТЕРІАЛИ, ПОВЕРХНЕВЕ ОБРОБЛЕННЯ ТА
ЗАХИСТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН І КОНСТРУКЦІЙ

УДК 539.3

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ ЗАЛИШКОВИХ ЗВАРЮВАЛЬНИХ ДЕФОРМАЦІЙ ПРИ
ЗАСТОСУВАННІ РІЗНИХ ТИПІВ ЗВАРНИХ ШВІВ

FEATURES OF FORMATION OF PUMPING WELDING DEFORMATIONS IN THE APPLICATION
OF DIFFERENT TYPES OF WAITING FUELS

Андрій Дзюбик

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна

Peculiarities of formation of residual stresses and deformations during welding of high strength steels with different seams are considered. An approach has been applied that enables to determine the magnitude and character of the distribution of plastic deformations. Well-known experimental data is used and functional dependence is obtained. It allows you to describe the results of simulation and experiments. Dependence extends the scope of the use of the experimental-calculation method.

Широке застосування в промисловості високоміцних матеріалів зумовлює необхідність вивчення процесів їх зварювання і забезпечення необхідної експлуатаційної та технологічної міцності. При цьому важлива роль відводиться питанням особливостей формування залишкового напружено-деформованого стану в зварному з'єднанні внаслідок термічного циклу зварювання та структури зварного шва. Відомо, що внаслідок локального введення тепла при зварюванні, відбувається не лише відповідна структурна зміна матеріалу, а також виникають залишкові пластичні деформації та напруження з утворенням зони термодформаційного впливу. Ці питання достатньо широко розкриті в спеціальній літературі, однак врахування при цьому структурних перетворень, характерних для високоміцних сталей, особливостей застосовуваних зварних швів та їхній вплив на вищезазначені процеси, потребує додаткового уточнення.

У роботі використано підхід, що дає змогу оцінити величину та характер розподілу залишкових пластичних деформацій при виконанні стикових зварних з'єднань [1]. Математичний апарат ґрунтується на застосуванні рівняння узагальненого закону Гука та доступної інформацією про розподіл залишкових напружень. При цьому апріорно приймається, що у випадку плоского напруженого стану рівна нулеві одна, а одновісного рівні нулеві дві компоненти пластичних деформацій. На основі викладеного вище, а також отриманих чисельними та експериментальними методами даних, отримано апроксимації полів пластичності у високоміцних сталях з різними типами зварних швів. Запропоновано функціональну залежність, яка дає змогу охопити досліджену множину компонент поля пластичних деформацій, що виникає при зварюванні різними типами швів і локалізоване навколо них. Показано, що цю залежність можна застосовувати також у випадку вивчення

залишкових напружень та деформацій вуглецевих і легованих матеріалів, які не зазнають значних структурних змін. Загальний вид функціональної залежності при цьому спрощується та набуває відомого в літературі характеру. Отримані результати дають змогу розширити область застосування відомого експериментально-розрахункового методу [2]. Функціональну залежність використано для моделювання залишкових зварювальних напружень та їх чисельно-графічного представлення.

1. Дзюбик А.Р., Дзюбик Л.В. Патент на корисну модель № 102017 Україна, МПК G01B 5/30 (2006.01); G01L 1/06 (2006.01). Спосіб визначення величини і розподілу залишкових деформацій у стиковому зварному з'єднанні пластин із високоміцних сталей // Заявник і патентовласник НУ "Львівська політехніка". – № и 2015 03739; заявл. 20.04.2015; опубл. 12.10.15, Бюл. № 19.; 2. Осадчук В. А., Дзюбик А. Р., Банахевич Ю.В. Діагностування напруженого стану в стикових зварних з'єднаннях труб розрахунково-експериментальним методом // Всеукраїнський щоквартальний науково-технічний журнал "Методи та прилади контролю якості". – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ. – 2003. – № 10 – С. 10 – 15.

УДК 620.197.3

ЗАСТОСУВАННЯ ПРИРОДНОГО ПОЛІСАХАРИДУ ДЛЯ ЗАХИСТУ СТАЛІ ВІД КОРОЗІЇ

USE OF NATURAL POLYSACCHARIDE FOR STEEL CORROSION PROTECTION

Іван Зінь, Василь Похмурський, Мар'яна Тимусь, Сергій Корній, Ольга Хлопик

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна, zin@ipm.lviv.ua

Polarization studies revealed synergistic inhibiting effect of composition of polysaccharide xanthan gum and calcium gluconate for mild steel in chloride-containing media. Degree of steel protection after 120 hours exposure reached 92%. The mechanism of corrosion inhibition consists in adsorption of composition components and formation of complexes with metal ions, which form a protective film on the steel surface.

Відомо, що одним з найбільш простих та ефективних методів боротьби з корозією металів є інгібування робочих середовищ. Суттєвою перевагою цього методу є можливість його застосування без зміни відповідних технологічних процесів і апаратурного оформлення на вже існуючих виробництвах [1]. Враховуючи, що ряд ефективних інгібіторів корозії, у тому числі хроматних, є токсичними для людини, несуть небезпеку для навколишнього середовища і важко утилізуються [2], то останнім часом інтенсифікується пошук їх екологічно безпечних замінників, зокрема на основі водорозчинних природних полімерів [3]. Біополімери нетоксичні, на відміну від простих органічних молекул мають кращі протикорозійні властивості, містять в своїй структурі численні полярні функціональні групи і адсорбуються до поверхні металу сильніше, ніж мономери та олігомери. Вони забезпечують дві переваги в інгібуванні корозії: єдиний полімерний ланцюг витісняє з поверхні металу більше молекул води і наявність декількох місць адсорбції робить їх десорбцію більш утрудненою.

Мета цієї роботи полягала у дослідженні ефективності захисної дії природного полісахариду – ксантанової каміди та її синергічної композиції з глюконатом кальцію на вуглецевій сталі в нейтральному хлоридвмісному корозивному середовищі.

Корозію вуглецевої сталі Ст 3 досліджували в 0,1 % розчині NaCl. В корозивне середовище додавали інгібітори корозії – ксантанову камідь (КК) та глюконат кальцію (ГК). Характеристики корозійних процесів досліджували у потенціодинамічному режимі за використання потенціостату Gill AC. Електрод порівняння – хлорид-срібний типу ЭВЛ-1М1, робочий електрод – вуглецева сталь марки Ст3 з площею робочої поверхні 1 см² допоміжний – платиновий. Швидкість розгортки потенціалу складала 2 мВ/с. Поверхню сталевих зразків перед зануренням у корозивне середовище обробляли шліфувальним папером марки P320 та знежирювали ацетоном. Струми корозії металу

визначали екстраполяцією тафелівських ділянок поляризаційних кривих за допомогою комп'ютерної програми АСМ Analysis v4. Захисну ефективність інгібіторів корозії сталі досліджували методом електрохімічної імпедансної спектроскопії за потенціалу відкритого кола у діапазоні частот 10000...0,01 Гц на приладі Gill AC. Амплітуда прикладеного сигналу становила 10 мВ. Поверхню зразків сталі після витримки в корозивних середовищах вивчали на оптичному стереомікроскопі Carl Zeiss Stemi 2000.

Поляризаційними дослідженнями виявлено, що після 24 годин експозиції найсильніший захисний ефект на сталі спостерігався в корозивному розчині, інгібованому композицією “КК+ГК”. Тут струм корозії металу був меншим в 2 рази порівняно з розчинами, інгібованими окремими компонентами цієї композиції. Слід зауважити, що полісахаридний інгібітор більше сповільнює катодну реакцію електрохімічної корозії сталі, а глюконат кальцію – анодну. Водночас корозія сталі в розчині, інгібованому композицією “КК+ГК”, протікає під змішаним контролем. Інгібувальна композиція проявляє синергізм захисної дії, який імовірно може бути зумовлений утворенням її складовими комплексів з іонами Fe^{2+} , а також додатковим закриттям анодних ділянок на сталі під впливом глюконату. Утворені комплекси з іонами заліза, утворюють стійку захисну плівку на сталі. Захисний ефект в розчині, інгібованому композицією “КК+ГК”, спостерігається і після 120 годин експозиції.

Дослідження методом електрохімічної імпедансної спектроскопії виявили, що залежність модуля імпедансу зразків сталі Ст 3 від частоти прикладеного струму при додаванні в корозивний розчин ксантанової камеді та ГК суттєво збільшується. В розчині, інгібованому композицією „КК + ГК”, модуль імпедансу Z найсильніше залежить від частоти струму, що свідчить про найбільшу корозійну тривкість зразків сталі. Виходячи з форми імпедансних залежностей, можна говорити про значне підвищення захисної дії ксантанової камеді за її сумісного використання в композиції з глюконатом. Захисну ефективність інгібіторів оцінювали за значеннями різниці $\Delta Z = Z_{0,1} - Z_{1000}$, між значеннями імпедансу сталевих електродів в середовищі при частотах 0,1 та 1000 Гц. Встановлено, що після 120 годин експозиції в інгібованому ксантановою камеддю хлоридному розчині ΔZ сталі більший в 4,8 разів у порівнянні з неінгібованим середовищем. За додавання до середовища лише одного глюконату цей показник зростає в 6 разів, а під впливом інгібіторної композиції „КК + ГК” він підвищується у 11,4 рази. Зміщення максимуму частотної залежності фазового кута зразків сталі в корозивному розчині, інгібованому композицією “КК + ГК” в діапазоні 1 - 10 Гц може свідчити про формування на поверхні металу захисної плівки на основі ксантанового біополімеру. За даними імпедансної спектроскопії ступінь захисту сталі інгібіторною композицією становить 92%.

Таким чином встановлено, що природний полімер ксантанова камідь є ефективним інгібітором корозії вуглецевої сталі в хлоридному розчині за рахунок адсорбції й утворення комплексів з іонами заліза. Додавання в корозивне середовище глюконату кальцію синергічно посилює інгібування корозії ксантановою камеддю. Результати електрохімічної імпедансної спектроскопії свідчать про формування захисного бар'єрного шару на сталі в середовищі під впливом інгібіторної композиції „КК+ГК”.

1. Брегман Дж. И. Ингибиторы коррозии. – Л.: Химия, 1966. – 155 с. 2. Chromate replacement: what does the future hold / O.Gharbi, S.Thomas, C.Smith and N. Birbilis. // *npj Materials Degradation*. – 2018. – V.2. – Article N12. 3. Fathima Sabirneeza A.Ali, Geethanjali R., Subhashini S. Polymeric corrosion inhibitors for iron and its alloys: A review // *Chemical Engineering Communications*. – 2015. – V.202. – P.232-244.

УДК 621.9

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ АУСТЕНІТНОЇ ВИСОКОНІКЕЛЕВОЇ СТАЛІ (ЕП33, 10X11N23T3MP)

STUDY OF THE TOOLING OF AUSTENITIC HIGH-NICKEL STEEL (EHP33, 10H11N23T3MR)

Валерій Колесніков^{1,2}¹Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна;²Луганський національний університет імені Тараса Шевченка,
площа Гоголя 1, Старобільськ, 92703, Україна

A study of the tooling of high-nickel steel (EhP33, 10H11N23T3MR) was carried out. Machining was carried out in the mode of turning. The experiments were carried out under lubrication conditions with various coolants and at different speeds and feeds.

Відомо, що деталі виготовлені з високонікелевих сталей завдяки своїм високим фізико-механічним властивостям знаходять своє застосування у різних галузях: енергетиці, машинобудуванні та ін. Цей вид сплавів відносять до важкооброблювальних.

У роботі продовжено дослідження робочих та експлуатаційних властивостей аустенітних сталей [1 – 5]. Досліджувана сталь (ЕП33, 10Х11Н23Т3МР) мала наступний хімічний склад: (мас. %): С < 0,1; Si < 0,6; Mn < 0,6; Ni (21 - 25); Cr (10,0 - 12,5); Mo (1,0 - 1,6); Ti (2,6 - 3,2); Al < 0,8; В < 0,02; S < 0,001; Р < 0,025. У мікроструктурі сплавів зафіксовано аустенітну металеву матрицю.

Досліджено механічну оброблюваність високонікелевих сталей в умовах свердління та точіння за різних умов мащення. В якості мастильних охолоджувальних рідин (МОР) використовували зразки нових МОР на основі ріпакової (МОРр), соняшникової (МОРс) олій та нафтової оливи (МОРн) – ЕТ-2У (ТУ У 00152365.133 - 2001), їхні концентрати та модифікатори олій (моноетаноламін (МЕА) та триетаноламін (ТЕА)) [6, 7], також проводили різання з водою. На продуктах та поверхнях різання корозійних пошкоджень не зафіксовано.

Стружку отримували, відрізаючи на токарно-гвинторізному верстаті МК 6141 від заготовок сталі круги $\varnothing 22 - 30$ mm (рис. 1). Використовували відрізний різець оснащений твердосплавною пластиною ВК-6, а також прохідні різці інших марок, призначені для обробки кованих, жароміцних та важкооброблювальних сплавів.



Рис. 1. Продукти різання з високонікелевої сталі, отриманні при швидкості різання 315 об/хв, подача 0,2 мм/об при додаванні води в зону різання. Зовнішній вигляд продуктів різання (стружка) – а; поверхня різання – б; комп'ютерна візуалізація поверхні різання – с

Для створення однакових умов точіння різець заточували та виставляли однаковий кут між різцем та заготовкою. Послідовно проведено експерименти під час точіння з МОР за 100, 200, 315, 500 (об/хв.). Відрізання заготовок робили як при ручній так і механічній подачі $S = 0,1$ або $0,2$ (мм/об). Глибина різання складала від $0,1 \dots 0,25$ мм. Параметри мікроструктури сталі визначали на мікроскопі ЛОМО ЕС МЕТАМ РВ 21. Особливості морфології стружки вивчали на мікроскопі ZEISS Stemi 2000C. Обидва мікроскопи оснащені камерою SIGETA International Color Digital Camera MCMOS 5100 5.1 MP.1.

Кількісну оцінку фазового складу мікроструктури сплавів, а також розміри пошкоджень на поверхнях різання проводили за допомогою комп'ютерної обробки зображень мікроструктури (програмний комплекс TOUP VIEW 3.7). Макрознімання продуктів різання здійснено за допомогою цифрової камери Canon SX100 IS.

З рис. 1а бачимо, що серед продуктів різання зустрічаються стружки: зливного виду (I), у вигляді хорди (II), прямокутної форми (III), заплутаної форми (IV), сформовані у вигляді неповних спіралей (V) та сформовані у вигляді правильної спіралі однакового діаметра (VI) та ін. Різноманітність форм свідчить про різний характер руйнування та формування стружки під час механічної обробки аустенітних високонікелевих сплавів.

Попередні дослідження дозволили встановити, що під час механічної обробки високонікелевих сплавів із застосуванням води та різних МОР зафіксовано підвищення концентрації водню та кисню в стружці, що свідчить про протікання дифузійних процесів у зоні різання [8, 9]. Якщо оброблюваність сталі 45 обрати за 1, то для досліджених аустенітних сталей вона буде складати 0,4 – 0,55.

1. Balyts'kyi O.I., Kolesnikov V.O., Kawiak P. *Triboengineering properties of austenitic manganese steels and cast irons under the conditions of sliding friction* // *Materials Science*. – September 2005, Volume 41, Issue 5, pp 624 – 630. URL: <https://link.springer.com/article/10.1007%2Fs11003-006-0023-7>. 2. Balyts'kyi O.I., Kolesnikov V.O. *Investigation of wear products of high-nitrogen manganese steels* // *Materials Science*. – July 2009, Volume 45, Issue 4, pp 576–581. URL: <https://link.springer.com/article/10.1007%2Fs11003-010-9216-1>. 3. Kolesnikov V.O. *Investigation of the wear products of high-nitrogen steel after hydrogenation* // *Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa XA/2010*. 4. *Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture – OLPAN, 2010, 10A, 271.* – 275 p. URL: <http://www.pan-ol.lublin.pl/wydawnictwa/TMot10a/Kolesnikov.pdf/>. 5. *Study of the wear resistance of high-nitrogen steels under dry sliding friction* // O. I. Balyts'kyi, V. O. Kolesnikov, and J. Elias // *Materials Science*, March 2013, Volume 48, Issue 5, pp 642 – 646. URL: <http://link-springer-com-443.webvpn.jxust.edu.cn/article/10.1007%2Fs11003-013-9549-7>. 6. Balyts'kyi O.I., Kolesnikov V.O., Elias Y., Havrylyuk M.R. *Specific Features of the Fracture of Hydrogenated High-Nitrogen Manganese Steels Under Conditions of Rolling Friction* // *Materials Science*. – January 2015, Volume 50, Issue 4, pp 604–611. URL: <https://link.springer.com/article/10.1007/s11003-015-9760-9>. 7. Балицький О.І., Гаврилюк М.Р., Дев'яткін Р.М., Колесніков В.О., Федусів І.Р. *Концентрат змащувально-охолоджуючої рідини для механічної обробки металів. Патент на корисну модель № 106988 України, МПК (2016.01) С10М 173/00, С10М 133/06 (2006.01), С10М 129/56 (2006.01). Заявка № и 2015 12667; Заявлено 21.12.2015. Опубліковано 10.05.2016. Бюл.№9.- 4 с.* URL: <http://base.uipv.org/searchINV/search.php?action=viewdetails&IdClaim=223418>. 8. Балицький О.І., В. О. Колесніков, Гаврилюк М. Р. *Вплив змащувальної охолоджувальної рідини на формування продуктів різання сталі 38ХНЗМФА* // *Фізико-хімічна механіка матеріалів*. – 2018. - № 5 – 103-107. URL: https://www.researchgate.net/publication/331877029_Fiziko-himicna_mehanika_materialiv-2018-No_5-Physicochemical_Mechanics_of_Materials_UDK_621. 9. *Дослідження впливу змащувально-охолоджувальних рідин на оброблюваність високоміцних металів* // О. Балицький, М. Гаврилюк, В. Колесніков // *Тез. доп. 5-ої Міжнародної науково-технічної конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій»*. 27-28 жовтня – Львів: КІНПІАТPI ЛТД. – 2016. – С. 17 -18. 10. Balitskii A., Kolesnikov V. *Hydrogen Effects on the Formation of Nickel Based Superalloys Cutting and Wear Products* / *Abstracts of the 22nd European Conference on Fracture - ECF22*, 26 – 31 August, 2018, Belgrade, Serbia. – P. 182. URL: https://www.researchgate.net/publication/331653102_Balitskii_A_Kolesnikov_V_Hydrogen_Effects_on_the_Formation_of_Nickel_Based_Superalloys_Cutting_and_Wear_Products>Loading_and_environment_effects_on_structural_integrity_22nd_European_Conference_on_Fra.

УДК 669.295:621.785

ТРИБОТЕХНІЧНА ПОВЕДІНКА ТИТАНОВОГО СПЛАВУ VT22 З ПОВЕРХНЕВИМИ МОДИФІКОВАНИМИ ШАРАМИ

TRIBOTECHNICAL BEHAVIOR OF VT22 TITANIUM ALLOY WITH SURFACE MODIFIED LAYERS

Сергій Лаврись, Ірина Погрелюк

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна

The combined deformation-diffusion treatment of the two-phase VT22 titanium alloy included previous cold surface plastic deformation (ball burnishing) and subsequent thermo-chemical treatment (gas nitriding) was proposed. According to the tribological test it was shown that deformation-diffusion treatment of VT22 alloy provided higher tribotechnical parameters of investigated tribo-pairs compared to traditional treatments (ball burnishing or gas nitriding).

Високоміцний двофазний титановий сплав VT22 (Ti-5Al-5Mo-5V-1.5Cu-Fe) широко використовують в авіаційній промисловості під час виробництва літаків АН, ІЛ, ЯК, ТУ. Однак цей сплав має істотний недолік: низьку зносотривкість, що спричинена холодним мікрозварюванням та схоплюванням зі спряженим матеріалом під час тертя. Для усунення цього недоліку робочі поверхні виробів з титанового сплаву VT22 захищають від зносу. В цій роботі для підвищення зносотривкості титанового сплаву VT22 вивчено ефективність деформаційно-дифузійної обробки сплаву, яка включає холодну поверхневу пластичну деформацію (ХППД) з наступною хіміко-термічною обробкою (ХТО). Така комбінація способів поверхневого зміцнення виправдана тим, що попереднє здрібнення структури поверхневого шару сплаву методом ХППД забезпечує збільшення площі меж зерен, нагромадження лінійних, точкових дефектів та залишкових напружень у поверхневому шарі, що в сукупності інтенсифікує процеси фазоутворення та газонасичення під час наступної ХТО. Це дає можливість зменшити час і температуру газового азотування та сумістити процес ХТО з штатною термічною обробкою (ШТО) сплаву VT22. Така деформаційно-дифузійна обробка забезпечуватиме регламентовані механічні характеристики матеріалу, які задає ШТО, і формуватиме поверхневий зміцнений шар з підвищеною зносотривкістю.

Мета роботи – вивчити триботехнічну поведінку двофазного титанового сплаву VT22 після ХППД (вигладжування кулькою), після ХТО (газове азотування) та після деформаційно-дифузійної обробки (комбінування ХППД з газовим азотуванням).

Досліджували високоміцний двофазний титановий сплав VT22 (Ti-5Al-5Mo-5V-1.5Cu-Fe). Для порівняння ефективності деформаційно-дифузійної обробки на противагу традиційним обкочуванню чи газовому азотуванню титановий сплав обробляли за наступними режимами:

Режим R1 – деформаційне зміцнення методом ХППД, а саме, вигладжування алмазною кулькою. Навантаження під час обкочування – 200 Н; кількість проходів – 7; швидкість – 200 об/хв; діаметр кульки 5 мм; матеріал кульки синтетичний алмаз АПКМ (алмазний полікристалічний композиційний матеріал). Оброблення здійснювали в ІНМ ім. В.М. Бакуля НАН України.

Режим R2 – хіміко-термічна обробка, а саме, азотування, суміщене зі штатною термічною обробкою. ШТО сплаву VT22 передбачає нагрівання за ступеневим режимом: I ступінь – нагрівання до температури 820...850 °С, витримка 1...3 год; II ступінь – охолодження з піччю до – 740...760 °С, 1...4 год; охолодження зі швидкістю ≥ 5 °С/хв. до 450 °С; III ступінь – нагрівання до температури 500...650 °С, витримка 2...4 год, охолодження зі швидкістю 5 °С/хв. Азот подавали у реакційну камеру на I ступені ШТО.

Режим R3 – деформаційно-дифузійне зміцнення. Деформаційно-дифузійна обробка включає попереднє обкочування за режимом R1 та наступне азотування за режимом R2.

Трибологічні випробування проводили на машині тертя СМЦ-2 з автоматичним визначенням зміни коефіцієнту тертя та температури в околі зони тертя. Схема трибоспряження “диск–колодка”. Шлях тертя становив 1000 м за питомого навантаження 0,6 МПа і швидкості ковзання 0,6 м/с (300 об/хв.). В якості мастильного матеріалу використовували гідрорідину АМГ-10, яка використовується у гідросистемах шасі літаків марки АН. Мащення граничне (часткове занурення досліджуваного диску у контейнер з мастилом). Диски виготовляли з титанового сплаву VT22, поверхню яких зміцнювали за режимами R1, R2 та R3. Колодки (контртіла) виготовляли з нікель-алюмінієвої бронзи БрАЖН 10-4-4 (Cu-10Al-4Ni-4Fe). Зносотривкість оцінювали за зміною (втратою) маси пар тертя, зважуванням на аналітичних терезах ОНАУС з точністю ± 1 мг.

Аналіз результатів трибологічних випробувань деформаційно зміцнених (за режимом R1) титанових зразків засвідчив, що інтенсивність зношування контртіл (бронзових колодок) у два рази

перевищує інтенсивність зношування титанових дисків (0,484 г проти 0,222 г). Окрім цього, на ділянці стабільного зношування коефіцієнт тертя та температура в околі зони тертя встановлювались на рівні 0,24 та 44 °С, відповідно. Топографія поверхні тертя досліджуваних трибопар характерна адгезійному механізму зношування. На контактній поверхні зразків з меншою твердістю матеріалу (бронза) утворюються хаотично розташовані вириви, а на зразках з більшою твердістю (титановий сплав) – налипання. Це підтверджує мікрорентгеноспектральний аналіз тертьових поверхонь: на поверхні титанових зразків фіксували матеріал контртіла (мідь). Такі ділянки намащування розташовані хаотично, також є місця нашарування. Таким чином, з одного боку, вигладжування кулькою збільшує мікротвердість (за рахунок збільшення лінійних та точкових дефектів), покращує значення шорсткості та несучу здатність поверхні титанового сплаву, що повинно збільшувати зносотривкість матеріалу, однак з іншого боку, в даних умовах тертя це призводить до збільшення площі та швидкості активації схоплення титану з бронзовою колодкою, інтенсифікуючи адгезійне зношування трибопар.

Азотування титанового сплаву VT22 (за режимом R2) підвищує зносотривкість трибопари на порядок порівняно з обкочування (0,027 г проти 0,406 г). Термодифузійне насичення сплаву VT22 азотом забезпечує на етапі стабільного зношування нижчі коефіцієнти тертя (0,14) та температуру в зоні тертя (29 °С). Аналіз поверхні зношування азотованого титанового сплаву VT22 свідчить про невеликий знос матеріалу. При цьому поверхня зношування бронзи свідчить про характерний абразивний механізм зношування з формуванням борознистого мікрорельєфу. Це обумовлено тим, що під час азотування на поверхні титанових сплавів формується рельєф, де плямами фактичного контактування під час тертя виступають найвищі та найтвердіші мікровиступи профілю поверхні. Під час тертя ці мікровиступи подібно до абразиву проорюють м'якшу поверхню контртіла, залишаючи борозни.

Трибологічні випробування засвідчили, що зміцнений деформаційно-дифузійною обробкою титановий сплав VT22 у всьому діапазоні досліджень практично не зношується, що є підтвердженням високих антифрикційних властивостей його поверхні (втрата маси 0,002 г). Коефіцієнт тертя такої трибопари становить 0,09, а температура в околі зони тертя зберігається на рівні 24 °С. Поверхня сплаву VT22 після тертя практично не змінюється. Натомість поверхня контртіла (бронзи) під час фрикційної взаємодії зношується за абразивним механізмом. При цьому поверхня контртіла в парі з титановим диском, зміцненим за режимом R3, має меншу кількість борозен, ніж та, котра працювала з диском, зміцненим за режимом R2, де борозен більше і самі вони глибші.

Таким чином, деформаційно-дифузійна обробка сприяє підвищенню триботехнічних характеристик трибопари титановий сплав VT22 – бронза БрАЖН 10-4-4 порівняно з традиційними обробками (обкочування чи газове азотування). Така обробка на етапі стабільного зношування забезпечує нижчі як коефіцієнти тертя (0,09 проти 0,24 чи 0,1 відповідно), так і температуру в зоні тертя (24 °С проти 44 чи 29 відповідно).

УДК 669.1

СТРУКТУРНІ КРИТЕРІЇ ФОРМУВАННЯ ФАЗОВОГО СКЛАДУ ЕКВІАТОМНИХ СПЛАВІВ

STRUCTURAL CRITERIA FOR FORMATION OF THE PHASE COMPOSITION OF ECVIATOMIC ALLOYS

Ігор Паздрій¹, Василь Склярчук²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;

²Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Кирила і Мефодія, 8, 79005, м. Львів, Україна

X-ray diffractometry, microstructural analysis and microhardness measurements have been used to study the processes of phase formation in aqueous high-entropy alloys (WECS) of the AlCoCuFeNi system of different chemical compositions.

В останні роки широкий практичний інтерес викликають матеріали, в основі яких є компоненти в рівних еквіатомних пропорціях, що сприяє формуванню неупорядкованих твердих розчинів [1, 2]. Експериментальні дослідження показали, що ці сплави характеризуються унікальним комплексом фізико-механічних властивостей, зокрема, високими твердістю, зносотривкістю, термічною стабільністю та корозійною стійкістю, що дає змогу їх використовувати як промислові сплави в машинобудівній та металургійній промисловості.

Методики отримання та дослідження зразків. Зразки ВЕС AlCoCuFe (1) та AlCoCuFeNi (2) різного хімічного складу масою 25 г отримували методом дугового сплавлення компонентів в атмосфері аргону. Хімічна чистота компонентів шихти складала 99,9%. Для гомогенізації зразки переплавлялись 4 – 5 разів, після чого розплави охолоджували до кімнатної температури з швидкістю 50-100 К/с. Для контролю хімічного складу злитку використовували метод рентгенофлуоресцентного аналізу за допомогою енергодисперсійного аналізатора «EXPERT-3L».

Рентгеноструктурні дослідження матеріалів проводили на автоматизованому рентгенівському дифрактометрі ДРОН-3. Обробку дифракційних спектрів (визначення положень та півширин дифракційних ліній, уточнення параметрів елементарної комірки, розділення складних максимумів) проводили за допомогою пакету програм DHN_PDS.

Мікроструктуру зразків вивчали за допомогою растрового електронного мікроскопу РЕМ -106І виробництва ВАТ «Selmi»

Результати досліджень. Хімічний та фазовий склад досліджуваних сплавів подано у табл. 1.

Таблиця 1

Хімічний та структурно-фазовий та склад ВЕС

№ з/п	Зразок	Хімічний склад, ат.%					Фаза	a, н.М	E, %
		Al	Ni	Co	Cu	Fe			
1	AlCoCuFe	10.6	-	5.6	78.9	4.9	ГЦК	0,3652	0.20
		20.0	-	34.3	13.8	31.9	ОЦК	0,2879	0.24
2	AlCoCuFeNi	9.2	19.9	18.2	36.5	16.2	ГЦК	0,3619	0.12
		13.5	22.8	23.9	17.6	22.2	ОЦК	0,2873	0.07

Рентгеноструктурні дослідження ВЕС подано на рис. 1, а електронно-мікроскопічні – на рис. 2.

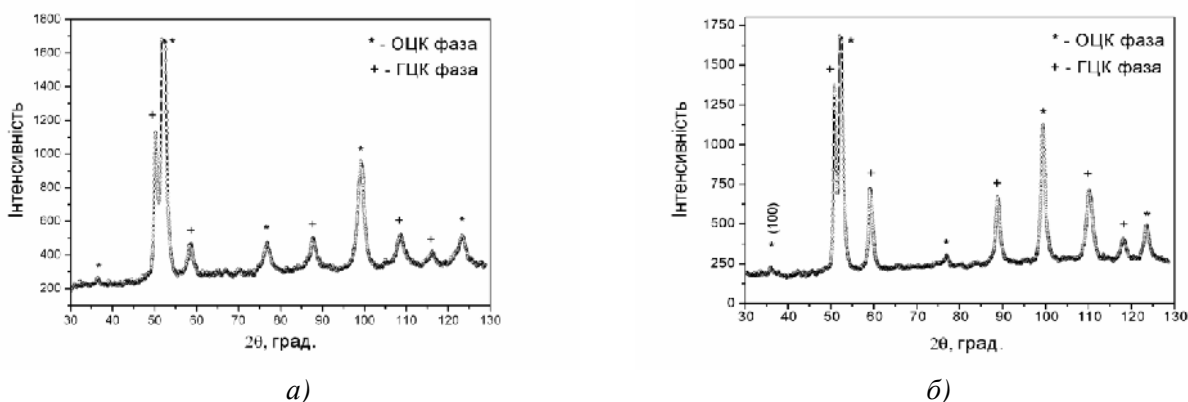


Рис. 1. Рентгенівські дифрактограми сплавів: а – AlCoCuFe; б – AlCoCuFeNi

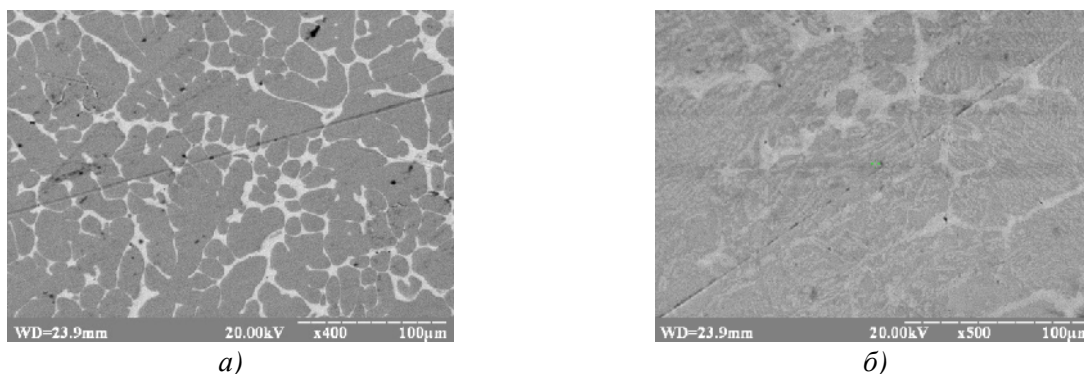


Рис. 2. Електронно-мікроскопічні зображення структури ВЕС: а – AlCoCuFe; б – AlCoCuFeNi

Аналізуючи результати експериментів, можна стверджувати, що у сплавах AlCoCuFe та AlCoCuFeNi формується двофазна суміш твердих розчинів з ОЦК та ГЦК-ратками. При зменшенні частки атомів Al прослідковується тенденція до розупорядкування твердого розчину ОЦК-фази. Встановлено, що сплави характеризуються дендритною будовою, в якій збагачена Cu ГЦК-фаза виділяється в проміжках між дендритами основної ОЦК-фази. Виявлено кореляцію мікротвердості сплавів з об'ємною часткою фазових складових.

На дифрактограмі сплаву AlCoCuFe (рис. 1, а) спостерігаються дві системи дифракційних максимумів, що відповідають упорядкованому твердому розчину з ОЦК-граткою (структурний тип B2) та твердого розчину з ГЦК-граткою (структурний тип A1). В результаті обробки дифракційних даних виявлено суттєве збільшення параметра комірки ГЦК-фази у порівнянні з чистим Cu ($\alpha \approx 0,365$ нм) та наявність значної деформації кристалічної гратки, як ГЦК (0,2 %) так і ОЦК-фази (0,24 %). Можна вважати, що основною причиною вказаних структурних змін є присутність в твердому розчині більших за розміром атомів Al. Мікроструктура сплаву є дендритною (рис.2, а) яка збагачена атомами Fe та Co (~30 ат.%) і відповідає упорядкованій ОЦК-фазі. Світлі ділянки ГЦК-твердого розчину формуються в міждендритному просторі і являють собою збагачений Cu твердий розчин (78 ат.%).

У сплавах AlCoCuFeNi (рис 1,б) спостерігаються дві системи дифракційних максимумів відповідно упорядкованої ОЦК (структурний тип B2) та ГЦК (A1) фаз. Причому збільшується об'ємна частка ГЦК-фази. На мікроструктурі сплаву (рис. 2,б) характерні темні (дендрити) та світлі (міждендритні) області. Темні області, що збагачені елементами Fe, Co та Ni відповідають упорядкованій ОЦК-фазі, а світлі області, навпаки, характеризуються високим вмістом Cu (36.5 ат.%) і відповідають твердому розчину з ГЦК-граткою.

1. Yeh J.-W., Chen S.-K., Lin S.-J., Gan J.-Y., Chin Ts.-Sh., Shun T.-Ts., Tsau Ch.-H., Chang Sh.-Y. Nanostructured High-Entropy Alloys with Multiple Principle Elements: Novel Alloy Design Concepts and Outcomes // *Advanced Engineering Materials*, 2004, 6 №8, 299-303. 2. Wang Y.P., Li B.Sh., Heng Zh.F. Solid Solution or Intermetallics in a High-Entropy Alloy // *Advanced Engineering Materials*, 2009, 11 № 8, 641-644.

УДК 621.919

ПОЛІПШЕННЯ ОБРОБЛЮВАНOSTІ РІЗАННЯМ ПЛАСТИЧНИХ МАТЕРІАЛІВ

IMPROVEMENT OF MACHINABILITY BY CUTTING PLASTIC MATERIALS

Едуард Посвятенко¹, Петро Аксьом¹, Руслан Будяк²

¹Національний транспортний університет,
вул. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010, Україна;

²Вінницький національний аграрний університет,
вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна.

Preliminary cold plastic deformation of materials is one of the effective methods of improving the machinability of cutting materials: steel, copper, brass, deformable aluminum, magnesium, titanium and other alloys. In the process of cold plastic deformation, a part of the work that the cutting tool should perform is performed, especially at low and medium cutting speeds (stretching, drilling, milling, threading and teeth cutting, etc.).

Попереднє холодне пластичне деформування (ХПД) матеріалів є одним з ефективних методів поліпшення оброблюваності різанням цих матеріалів: сталі, міді, латуні, деформованих алюмінієвих, магнієвих, титанових та інших сплавів. У процесі ХПД виконується частина роботи, яку мав би виконати різальний інструмент, особливо на низьких та середніх швидкостях різання (протягування, свердління, фрезерування, нарізання різьби та зубців тощо).

У результаті численних експериментів на пластичних феритних, феритно-перлітних та аустенітних сталях марок 10, 20Г, 40Х, 40Х13, 08Х18Н10, 12Х15Г9НД та 110Г13Л з використанням мастильно-охолоджувальних екологічно чистих рідин рослинного походження і сульфозфрезолу Р встановлено наступне.

Для підвищення оброблюваності пластичних сталей як основного конструкційного матеріалу та матеріалу захисних покриттів рекомендується застосовувати попереднє об'ємне холодне пластичне деформування з використанням екологічно чистих мастил рослинного походження. Таке поєднання дозволяє отримати спільний позитивний ефект при різанні з боку зони стружкоутворення і контактної зони на передній поверхні інструмента. Поліпшення оброблюваності при використанні попереднього холодного пластичного деформування пояснюється збільшенням густини дислокацій. Їх об'єднання призводить до появи мікротріщин в оброблюваному матеріалі та структурними перетвореннями останнього. Повернення початкових високих експлуатаційних властивостей виробів з пластичних сталей рекомендується застосування прецизійної фінішної термообробки.

Визначена наступна послідовність операцій з поліпшення оброблюваності аустенітних, феритних і феритно-перлітних сталей: холодне об'ємне пластичне деформування методом поперечного стискання з деформаціями 40 – 90% – формоутворювальне різання лезовим інструментом – повернення початкових експлуатаційних властивостей деталей прецизійною термообробкою, наприклад, середнім відпусканням у захисній атмосфері.

Результати дослідження, наведеного у статті, можуть стати основою, як мінімум, створення чотирьох технологій виробництва відповідальних деталей машин.

УДК 621.791.927.7

ПРИСТРІЙ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ЕНЕРГООЩАДНИМ РЕЖИМОМ ПРИ ІНДУКЦІЙНОМУ НАПЛАВЛЕННІ ТОНКИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ

**DEVICE TO CONTROL THE POWER SAVING MODE IN THE INDUCTION SURFACING OF THE
CONSTRUCTION THIN ELEMENTS**

Чеслав Пулька, Віктор Сенчишин, Мирослав Шарик

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001, Україна*

The paper deals with the developed device to control the induction surfacing mode of thin construction elements without the generator bridging. The device makes it possible to save the electricity to 15...25% depending on the characteristics of the surfacing material.

Відмітимо, що існуючі режими і пристрої для керування індукційним наплавленням з метою економії електроенергії автори робіт [1 – 3] пропонують багаторівневий процес нагрівання, що здійснюється з перемиканням контура генератора високої частоти під час наплавлення. Це пов'язано з дуже напруженими, нестійкими режимами роботи генераторів при низькому ККД, а з другої сторони – з великими труднощами в практичній реалізації.

У працях [2, 3] розроблені пристрої для керування і контролю режиму наплавлення з урахуванням трьох етапів нагрівання (холодний, гарячий і етап плавлення шихти); при цьому енергозатрати зменшуються приблизно на 20%. При подібних режимах вмикання і різкого перемикання анодної напруги з одного рівня на інший під час наплавлення дуже складно, що негативно впливає на довговічність і надійність роботи високочастотних генераторів, які використовуються при наплавленні.

В [1] також розроблений багаторівневий режим наплавлення з урахуванням трьох етапів нагрівання. Реалізація запропонованого закону – програмної зміни потужності з метою економії електроенергії – вимагає розроблення принципово нового генератора який здатний змінювати вихідну потужність у широких межах, але його створення пов'язане з великими матеріальними і трудовими затратами.

У [4] наведені теоретичні дослідження, направлені на оптимізацію режимів наплавлення тонких деталей. Було показано, що одночасне наплавлення можна здійснювати як при постійній в часі потужності, яка підводиться до деталі, так і при змінній за енергоощадним (експоненціальним) законом за той же проміжок часу. В другому випадку витрати електроенергії знижуються на 15...25% в залежності від характеристик використання зносостійкого порошкоподібного твердого сплаву. З метою регулювання потужності за енергоощадним режимом авторами був розроблений пристрій, який дозволяє плавно регулювати потужність за заданим більш простим законом без перемикання генератора на всьому проміжку часу наплавлення.

На рис. 1 показано структурну схему пристрою для регулювання режимом наплавлення. Він містить три функціональні блоки (див. рис. 1): 1 – блок реле часу, який визначає закон керування потужністю генератора в часі; 2 – блок керування силовим електроприводом регулятора потужності генератора; 3 – електродвигун (постійного і змінного струму) з редуктором, який закріплений на щиті керування генератором.

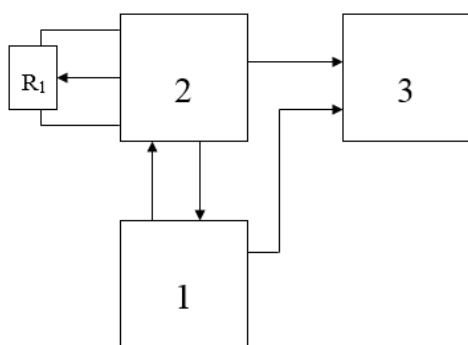


Рис.1. Структурна схема пристрою для регулювання режиму наплавлення за енергоощадним законом

Блок 1 складається з самозворотного регулюючого моторного реле часу і з'єднаного з ним потенціометра R1, опір якого змінюється за енергоощадним режимом. Блок керування електродвигуном 2 може бути виконаний для електродвигунів як змінного, так і постійного струму.

При використанні електродвигуна постійного струму блок керування конструктивно не змінюється, змінюється лише схема спряження блока керування з електродвигуном. Запропонований авторами пристрій дозволяє здійснювати при індукційному наплавленні енергоощадний режим нагрівання за заданою програмою без перемикання генератора, який забезпечує економію електроенергії на 15...25%.

Таким чином, розроблений пристрій для плавного нарощування потужності за енергоощадним режимом без перемикання генератора дозволяє підвищити надійність і довговічність його роботи при виконанні технологічного процесу індукційного наплавлення тонких елементів конструкцій товщиною 2...6 мм і 0.8...1.5 мм відповідно основного і наплавлювального шару металу .

1. Оптимизация процесса индукционной наплавки. А.А. Боль, В.Н. Коваль, В.П. Тимошенко и др. // Изв. СО АН СССР, сер. техн. – Вып. 2, 1985 №10. – С.86-92. 2. Ваган А.В., Голубинский В.С. Устройство для программирования нагрева при индукционной наплавки // Рефер. Сб. "Сварочное производство". Сер. Технология и автоматизация производственных процессов. - 1973. - Вып.1. - С.5-7. 3. Тимошенко В.П., Боль А.А., Лесков С.П. Программирование режимов индукционной наплавки тонких фасонных дисков // Автомат. сварка. – 1994. - №5-6. - С. 48-50. 4. Пулька Ч.В., Барановський В.М., Гаврилюк В.Я., Сенчишин В.С. Математична модель оптимізації енерговитрат при індукційному наплавленні. НУБіП України, Серія "Техніка та енергетика АПК", №226. - 2015. - С. 386-393.

УДК 669.1:537.5

ФІЗИКО-ХІМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ТА ЗНОСОСТІЙКІСТЬ АЗОТОВАНОЇ СТАЛІ 38ХМЮА

PHYSICOCHEMICAL PROPERTIES AND WEAR RESISTANCE STEEL NITRIDED 38ХМЮА

Мирослав Стечишин, Володимир Курської, Микола Лук'янюк, Володимир Люховець

Хмельницький національний університет,
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна

The physical and chemical properties and wear resistance of the surface layers of 38ХМЮА steel, which were nitrided in glow discharge in anhydrous environment, were investigated. The dependence between the energy parameters of the nitriding regime and the tribological characteristics of the strengthened surfaces is established.

Безводне азотування в тліючому розряді (БАТР) зразків сталі 38ХМЮА проводилося на установці діодного типу УАТР-1, яка, з метою забезпечення незалежності енергетичних параметрів, додатково була оснащена нагрівачем зразків, що азотуються. При цьому температура зразків підтримувалась на заданому рівні зміною параметрів живлення нагрівального елемента. Азотування проводили при температурі $t=833$ К, в середовищі 80% азоту і 20% аргону, тривалість процесу $\tau = 4$ год. Густина струму визначалася відношенням сили струму до поверхні катоду (сума площ зразків і підвіски). Величини тиску газової суміші, напруги, густини струму, товщини нітридної та дифузної зони та мікротвердість поверхні азотованої сталі 38ХМЮА наведені в табл. 1:

Таблиця 1

Параметри технологічного процесу

Режим	1*/1**	2	3	4*/4**	5	6	7*/7**	8	9
Тиск, p , Па	53,2			106,4			159,6		
Напруга, U , В	1100/680	820	515	840/610	515	300	700/540	515	300
Густина струму, i , А/м ²	11/15,3	7,2	3,2	13,2/16,4	7,2	2,8	15,8	12,8	7,2
Товщина нітридної зони, h_N , мкм	7,86/5,26	6,27	0	8,00/2,72	3,20	0	5,96/5,39	7,13	0
Товщина дифузійного шару h , мкм	200/250	150	50	200/250	10	10	250/300	150	0
Мікротвердість поверхні $HV_{0,1}$	1058/1084	1041	282	1019/1067	360	331	1098/1151	641	263

* азотування з взаємозалежними параметрами, ** - теж, але застосуванням підвіски іншої форми і розмірів, 2, 3, 5, 6, 8, 9 – досліди з азотуванням з незалежними енергетичними параметрами.

Зносостійкість азотованих зразків досліджували на універсальній машині тертя моделі 2168УМТ за схемою диск-палець при тиску в зоні тертя $p = 16$ МПа і швидкості ковзання $v = 0,1$ м/с. Матеріал контртіла – сталь ШХ15 з твердістю HRC 61. Контрольований параметр h – лінійний знос зразка при фіксованих значеннях шляху тертя L .

Аналіз результатів експериментів свідчить про те, що зі зниженням енергетичних параметрів процесу БАТР мікротвердість поверхні, товщина нітридного та дифузійного шарів знижуються. Дані рентгеноструктурного аналізу також показують залежність структури і фазового складу азотованих шарів від енергетичних параметрів. Енергетичні умови протікання основних субпроцесів БАТР суттєво відрізняються. Так, утворення нітридів відбувається при низьких енергіях, натомість процес розпорошення нітридів на поверхні потребує високих значень напружень (режими з взаємозалежними параметрами), а для дифузії азоту в товщину металу необхідно підвищувати густину струму. При підвищенні енергії падаючого потоку попередньо утворений прошарок нітридів розпорошується, що стимулює процес дифузії азоту в глибину металу.

У випадку, коли енергетичний потік недостатній для розпорошення нітридного шару, він виступає в ролі бар'єру, який перешкоджає дифузії азоту. Саме цим пояснюються низькі показники фізико-хімічних властивостей поверхонь при азотуванні за режимами 3, 6 і 9.

Результати трибологічних випробувань також підтверджують залежність зносостійкості від енергетичних характеристик БАТР (рис. 1).

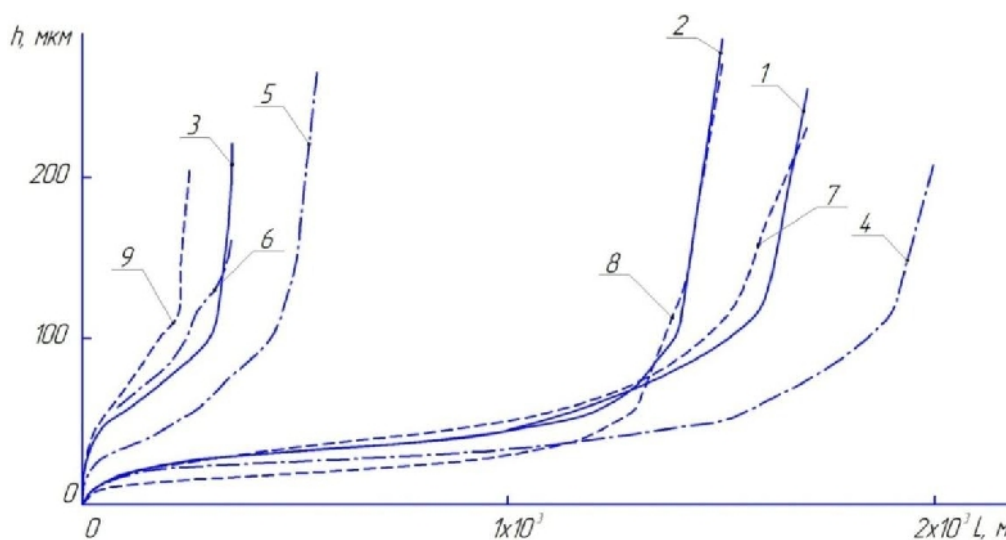


Рис. 1. Зносостійкість азотованої сталі 38ХМЮА після БАТР (цифри на кривих відповідають режимам азотування в табл. 1)

У результаті аналізу даних зносостійкості азотованої сталі 38ХМЮА в умовах сухого тертя виявлено, що БАТР при вищих енергетичних параметрах забезпечує вищі показники зносостійкості. При цьому і швидкість зношування, і період припрацювання зменшуються, а період сталого зношування – збільшувався. Останнє спростовує твердження К. Келлера про несуттєвий вплив енергетичних характеристик розряду на результати азотування.

Наведені результати досліджень цілком очевидно свідчать про істотний вплив напруги і густини струму на фізико-хімічні та трибологічні властивості азотованих шарів металів. Більше того, в області енергетичних характеристик режиму існує межа, нижче якої проведення БАТР втрачає сенс попри те, що значення режимних параметрів залишаються незмінними (режими 3, 6 і 9).

Таким чином, зміна енергетичних характеристик БАТР дозволяє значно розширити технологічні можливості азотування шляхом отримання модифікованих шарів заданої структури і фазового складу: на основі азотистого α -твердого розчину з нітридною зоною або без неї, або лише

нітридну зону з ϵ - або лише з γ' - фазами. Так, нітридна зона, що містить ϵ -фазу має високу корозійну стійкість, а зона, яка складається γ' - фази, характеризується високою пластичністю. Однофазна нітридна зона поліпшує механічні характеристики азотованих сталей. На відміну від двофазної ($\epsilon + \gamma'$) зони, яка має підвищену поверхневу крихкість. Втім, при високій швидкості тертя $\epsilon + \gamma'$ запобігають адгезії металу пар тертя. В цілому, чим меншою є нітридна зона, тим більш пластичним є азотований шар, але тим менший опір абразивному зношуванню і корозії.

www

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ	3
Августі Е., Гелетій В., Ланець О. Порівняльний аналіз стандартів України і ЄС в машинобудуванні..	3
Андрейків О., Скальський В., Долінська І., Райтер О. Оцінка залишкового ресурсу двошарових тонкостінних елементів конструкцій за довготривалого навантаження	4
Балицький О., Колесніков В., Еліаш Я., Гаврилюк М. Вплив типу металеві матриці на механічну оброблюваність сталей та сплавів для енергетики	6
Квасницький В., Мьяльниця Г., Матвієнко М., Бутурля Є. Особливості легування припоїв для жароміцних нікелевих сплавів нового покоління	8
Матейчик В., Цюман М., Смешек М. Інформаційно-вимірювальна система для дослідження експлуатаційних показників енергоустановок транспортних засобів.....	9
Никифорчин Г., Цирульник О., Звірко О. Розвиток нових підходів щодо діагностування корозійно-механічної деградації трубних сталей.....	11
Похмурський В., Зінь І., Хлопик О., Тимусь М., Білий Л. Захист від трибокорозії алюмінієвого сплаву фосфат-нітратною композицією в середовищі кислих атмосферних опадів	13
Стругинський В., Гусяков О. Обґрунтування критеріїв аналізу масогабаритних параметрів наземних роботизованих комплексів спеціального призначення.....	15
Ткачук-мол. М., Грабовський А., Ткачук М. Мікромеханічні моделі для дослідження напружено-деформованого стану елементів конструкцій.....	17
Шульженко М., Колядюк А. Термопружний стан і повзучість корпусу регулювального клапана парової турбіни	18
СЕКЦІЯ 1. Механіка руйнування матеріалів, діагностика і цілісність конструкцій	21
Балицький О., Квасницька Ю., Мьяльниця Г., Іваськевич Л. Довготривала міцність і термічна стабільність литих жароміцних корозійностійких лопаткових нікелевих сплавів	21
Біблік І. Нейромережева модель для прогнозування втомної міцності поверхнево зміцнених матеріалів	23
Войтович М., Лампіка Р. До розрахунку термонапруженого стану тонкостінних стрижнів закритого профілю	25
Гарматій Г., Кушнір Р. Визначення неусталеного теплового стану кусково-однорідних термочутливих елементів конструкцій за складного теплообміну	26
Гонтаровський П., Мележик І., Гармаш Н., Шульженко М. Оцінка росту тріщин у пружно-пластичній постановці при циклічному навантаженні смуги.....	28
Квасницький В., Матвієнко М., Квасницький В., Бутурля Є. Вплив товщини проміжного прошарку на напружено-деформований стан спаяних з'єднань жароміцних нікелевих сплавів	30
Марчук М., Пакош В., Харченко В., Хом'як М. Розрахунок міцності стиків елементів конструкцій ракетно-космічної техніки з шаруватих композитів.....	32
Махоркін М., Махоркіна Т. Антиплоска деформація композитного клина з клиновидною вставкою з функціонально-градієнтного матеріалу	33
Михайлишин В. Оптимізація геометричної конфігурації муфти при її термічній усадці на з'єднувані труби.....	35
Огірко І., Бритковський В., Огірко О. Моделювання явищ деформації в етикетці під час її експлуатації.....	37
Онишкевич В. Моделювання зношування при плоскому контакті прямокутного штампа і пружної півплощини	38
Поліщук О., Тертишний І., Шульженко М. Контроль наявності тріщин у нарізних з'єднаннях вихрострумовим методом	40
Пономаренко О. Вплив двох кругових отворів, з'єднаних тріщиною, на концентрацію напружень у безмежній пластині за одночасної дії розтягу і зсуву.....	42
Почапський Є., Клим Б., Мельник Н., Великий П. Діагностування стану тривалоексплуатованих трубних сталей методом магнетопружної акустичної емісії.....	44
Рудацький Д., Канюк Ю., Шефер М. Ріст втомної тріщини в шийці осі залізничної колісної пари ...	46

Сметанкіна Н., Постний О. Моделювання термонапруженого стану елементів енергоблока з водневою системою генерації та акумуляції енергії.....	48
Сулим Г., Пастернак Я., Ільчук Н. Стаціонарна теплопровідність анізотропних тіл з просторовими тріщинами та нитчастими включеннями	50
Hedrih Katica R. Energy analysis and methodology of vibro-impact dynamics investigation of system with rolling bodies	51
Яджак Н. Визначення залишкового ресурсу пластини з одинарною механічно короткою тріщиною .	52
СЕКЦІЯ 2. Проектування, виготовлення, експлуатація і сервіс транспортних засобів	54
Бритковський В., Коштура П. Діагностування регуляторів холостого ходу двигунів легкових автомобілів	54
Бура Р., Купенко Ю., Плесак М. Аналіз показників транспортного потоку на вулицях зі смугами для міського громадського транспорту	55
Войтків С. Вибір тягових акумуляторних батарей для перспективних електромобілів малої вантажопідйомності.....	58
Войтків С. Компонувальні схеми перспективних електромобілів малої вантажопідйомності.....	61
Гащук П., Нікіпчук С. Hard-soft-технологія ідентифікації перебігу робочого процесу в двигуні внутрішнього згорання	63
Гудз Г., Глобчак М., Коцюмбас О., Осташук М. Вплив зміни розмірів циліндрів ДВЗ на розгонні властивості автомобіля	65
Глобчак М., Гарматій Г., Дацюк О., Будзин П. Дослідження удосконаленої теплової моделі автомобільного барабанного гальмового механізму	67
Грищук О. Визначення можливих заходів для зменшення автотранспортного шуму	69
Дмитрів І., Дмитрів В. Динамічні моделі регуляторів тиску.....	70
Качмар Р. Обґрунтування методів та засобів зниження показників транспортного шуму вулично-дорожньої мережі.....	73
Качмар Р., Султанов М., Олексюк В., Кошельник А. Визначення експлуатаційної надійності елементів підвіски автопоїздів	74
Кичма А., Предко Р. Моделювання динамічних процесів при проведенні внутрішньотрубної діагностики трубопроводів.....	76
Кіндрацький Б., Літвін Р., Біганич Д. Симуляційна модель електромеханічної трансмісії з двомасним маховиком у період розгону за інерційного навантаження.....	77
Корендій В., Качур О., Гурей В., Ланець О. Моделювання руху мобільного робота з пневматичним приводом та ортогональним крокуючим рушієм.....	79
Мастикаш О. Про можливість розрахунку витрат енергії на розгін автомобіля за характеристиками двигуна	80
Мастикаш О., Сидорів П. Розрахунок динамічного подолання підйому дорожніми вантажними автомобілями з ступеневою трансмісією	82
Немий С., Гинда М. Вплив конструктивних особливостей теплорозподільчих пристроїв на ефективність системи опалення автобусів	84
Пельо Р. Експериментальне обґрунтування доцільності форсованого керування двигуном при перемиканні передач.....	86
Пороховський Ю., Голюк О. Про вплив геометричних розмірів системи випуску на потужність двигуна.....	87
Пороховський Ю., Долішний В. Вплив геометричних параметрів впускної системи легкового автомобіля на показники роботи двигуна	88
Рис В. Обґрунтування площі контакту захоплювача знімача з кільцем підшипника.....	90
Рогальський Р., Кудима В., Артимович П. Аналіз методів управління пасажирськими транспортними системами.....	92
Royko Y., Hrytsun O., Davosyr V. An analysis of formalized approaches to the determination of traffic delay on city streets intersections.....	95
Сороківський О., Шведов В. Розроблення конструкції установки для дослідження автомобільних олив та методики проведення досліджень	98
Форнальчик Є. Формалізація підходу до оцінки рівня експлуатаційної надійності автобусів	99
СЕКЦІЯ 3. Підйимально-транспортне обладнання та елементи приводів машин.....	101
Башта О., Носко П., Кіндрачук М., Цибрій Ю. Визначення аеродинамічних втрат потужності в зубчастій передачі.....	101

Вавилов А., Малащенко В., Борис А. Можливості розширення експлуатаційних функцій кулькових обгінних муфт	102
Вікович І., Глобчак М., Осташук М., Яворський Я. Поперечно–кутові коливання бітумо–щебеневого агрегату для ямкового ремонту доріг	105
Гаврюков О. Наукові основи створення трубчастих стрічкових конвеєрів зі змінною довжиною транспортування	107
Каретін В., Курко А. Кінетичні передумови трансформації в потужності інерційного диференціального трансформатору мометну.....	108
Коробочка О., Серета Б., Гайдаєнко О., Бабко І. Захист деталей машин і конструкцій алітованими покриттями в умовах саморозповсюджувального високотемпературного синтезу	110
Литвиняк Я., Юрчишин І., Щетаха Т. Підвищення ефективності виготовлення зубчастих коліс глободних черв'ячних передач дисковими фрезами при безперервному формоутворенні	111
Малащенко В., Стрілець В., Стрілець О., Шаран А. Фланцево-пальцева пружна муфта, будова і принцип роботи.....	113
Паламарчук Д., Сисолятіна Л., Кім А. Використання кранів з шарнірно-зчленованою стріловою системою у перевантажувальних комплексах	114
Пасіка В. Механізми із внутрішньою урухомчою ланкою, як основні механізми підймальних машин із гідравлічним урухомником	115
Пасіка В., Малащенко В., Коруняк П. Проектування стрічкових конвеєрів із розширеними функціональними можливостями.....	117
Протасов Р., Устиненко О. Аналіз якісних і міцнісних показників еволютної зубчастої передачі та визначення раціонального діапазону основних параметрів її профілю	119
Проценко В., Бабій М. Втрати енергії при роботі канатно-роликової муфти в умовах неспіввісності	121
Регей І., Кузнецов В., Угрин Я., Коваль Т. Синтез комбінованого двокривошипно-повзунного механізму для привода кареток з дисковими інструментами в обладнанні для обробки різанням заготовок з гофрокартону	123
Сліпчук А., Яким Р. Дослідження напруженого стану вставного твердосплавного оснащення в тришарошкових бурових долотах	125
Семенов В., Вудвуд О. Конструкція та ефективність пружинно-гідравлічного гальма підйомно-транспортних машин	127
Серкіз О., Бойко М., Сокіл Н. Автоматична лінія формування брикетів деревного вугілля	129
Сологуб Б., Данило Я. Моделювання умов роботи та вибір оптимальних параметрів роботи підвісних канатних доріг	130
Стрілець О. Динамічна модель керування швидкістю у пристрої з багатоступінчастим зубчастим диференціалом і замкнутими гідросистемами через водила	131
Хмара Л., Холодов А. Моделювання параметрів ходового обладнання відносно тягового зусилля автогрейдера.....	133
СЕКЦІЯ 4. Вібрації в техніці і технологіях	136
Корендій В., Качур О., Дмитерко П., Новіцький Ю. Моделювання роботи тримасового вібротранспортера з напрямленими коливаннями робочого органу.....	136
Кузьо І., Захаров В. Моделювання та аналіз процесу правки притирів вібровикінчувального верстата з коловими коливаннями робочих органів	138
Ланець О. Визначення геометричних параметрів резонансного пружного вузла двомасової вібромашини об'ємної обробки з електромагнітним приводом.....	140
Майструк В., Гаврилів Р., Майструк П. Визначення ефективності очищення під час механічної обробки матеріалів за допомогою циклону із спіральним направляючим апаратом	143
Назаренко І., Дєдов О., Делембовський М., Клименко М. Аналіз методів підвищення надійності та ефективності вібраційних майданчиків будівельної індустрії	145
Шенбор В., Гаврильченко О., Брусенцов В., Савчин Б. Про деякі особливості створення і налагодження протяжних трубчастих вібротранспортних систем.....	146
Шенбор В., Гаврильченко О., Брусенцов В., Шенбор Ю. Удосконалення вібротранспортної системи укладання виробів на рухомі стрічки конвеєрів	148
Шоловій Ю., Магерус Н. Визначення параметрів кільцевого отвору розвантажувальної лунки бункера при гравітаційному витіканні дрібнодисперсних сипких матеріалів	150
Яцунський П., Дмитрів В. Генератор імпульсів доїльного апарату.....	152

СЕКЦІЯ 5. Сучасні матеріали, поверхнєве оброблення та захист деталей машин і конструкцій	155
Дзюбик А. Особливості формування залишкових зварювальних деформацій при застосуванні різних типів зварних швів	155
Зінь І., Похмурський В., Тимусь М., Корній С., Хлопик О. Застосування природного полісахариду для захисту сталі від корозії.....	156
Колесніков В. Дослідження механічної обробки аустенітної високонікелевої сталі (ЕП33, 10Х11Н23ТЗМР)	157
Лавриць С., Погрелюк І. Триботехнічна поведінка титанового сплаву ВТ22 з поверхневими модифікованими шарами.....	159
Паздрій І., Склярчук В. Структурні критерії формування фазового складу еквіатомних сплавів.....	161
Посвятенко Е., Аксьом П., Будяк Р. Поліпшення оброблюваності різанням пластичних матеріалів.	163
Пулька Ч., Сенчишин В., Шарик М. Пристрій для керування енергоощадним режимом при індукційному наплавленні тонких елементів конструкцій.....	164
Стечишин М., Курской В., Лук'янюк М., Люховець В. Фізико-хімічні властивості та зносостійкість азотованої сталі 38ХМЮА	166

ДЛЯ ПОДАТОК

Наукове видання

**14-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗИУМ
УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ
У ЛЬВОВІ**

Матеріали симпозиуму

ТзОВ «КІНПАТРІ ЛТД»

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготвіників і розповсюджувачів
видавничої продукції ЛВ №39 від 10.08.2005.

Підписано до друку 14.05.19 р.
Формат 60×84 1/8. Папір офсетний. Друк RIZO.
Умов. друк. арк. 20,23.
Зам. 05-2/19

Надруковано з готового оригінал-макете
у Дослідно-видавничому центрі
Наукового товариства імені Шевченка,

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єктів видавничої справи ДК №884 від 04.04.2002 р.