

ЗАХІДНИЙ НАУКОВИЙ ЦЕНТР НАН УКРАЇНИ І МОН УКРАЇНИ
ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМ. Г. В. КАРПЕНКА НАН УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
УКРАЇНСЬКЕ ТОВАРИСТВО З МЕХАНІКИ РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ
НАУКОВЕ ТОВАРИСТВО ІМЕНІ ШЕВЧЕНКА
РЕДАКЦІЯ ЖУРНАЛУ «ФІЗИКО-ХІМІЧНА МЕХАНІКА МАТЕРІАЛІВ»
РЕДАКЦІЯ ЖУРНАЛУ «МАШИНОЗНАВСТВО»

6-а Міжнародна науково-технічна конференція

**ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА
РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ,
ВИГОТОВЛЕННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ
МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ**

Матеріали конференції

*Присвячена 100-річчю Національної академії наук України
та 145-річчю Наукового товариства імені Шевченка*

25 — 26 жовтня 2018 р.

м. Львів

Т 33

УДК 531+621+669+681

Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Матеріали 6-ї Міжнародної науково-технічної конференції. — Львів: КІНПАТРИ ЛТД. — 2018. — 200 с.

Опубліковані матеріали 6-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій». До збірника увійшли праці за такою проблематикою: статика та динаміка пружних і пружно-пластичних систем, міцність та надійність машин, математичні основи теорії тріщин, машинознавство, моделювання механічних систем, функціональні та конструкційні матеріали, поверхнєве оброблення та захист деталей машин і конструкцій, зварювальне виробництво, діагностика металевих конструкцій і машин, проектування, виготовлення і експлуатація транспортних засобів.

Для наукових працівників, викладачів вищих навчальних закладів, аспірантів, інженерів та студентів.

Редакційна колегія:

академік НАН України, д.ф.-м.н., проф. З. Назарчук (голова),
к.т.н., доц. О. Зинюк (секретар), член-кореспондент НАН України,
д.т.н., проф. І. Дмитрах, д.т.н., проф. Б. Кіндрацький, академік НАН України,
д.ф.-м.н., проф. Р. Кушнір, академік НАН України, д.т.н.,
проф. В. Панасюк, д.т.н., д.ф.-м.н., проф. Г. Сулим

За загальною редакцією
академіка НАН України, д.ф.-м.н., проф. Зіновія Назарчука,
д.т.н., проф. Богдана Кіндрацького

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ

УДК 620.179+681.7

ДІАГНОСТУВАННЯ ДЕФОРМІВНОГО СТАНУ МАТЕРІАЛІВ МЕТОДАМИ ФАЗОЗСУВНОЇ ІНТЕРФЕРОМЕТРІЇ ТА СПЕКЛ- МЕТРОЛОГІЇ

DIAGNOSIS OF MATERIALS DEFORMABLE STATE USING PHASE SHIFTING INTERFEROMETRY AND SPECKLE METROLOGY TECHNIQUES

Зіновій Назарчук, Леонід Муравський

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

Application of phase shifting interferometry, electronic speckle pattern interferometry and digital image correlation techniques for diagnosis of materials deformable state is considered. Use of these techniques to solve different tasks and problems of experimental mechanics, nondestructive testing and technical diagnostics is analysed.

Розглянуто сучасні методи оптичної метрології, які широко використовують у неруйнівному контролі (НК), технічній діагностиці та експериментальній механіці деформівного твердого тіла, зокрема часову фазозсувну інтерферометрію (ФЗІ), динамічну інтерферометрію, цифрову спекл-інтерферометрію (ЦСІ) та цифрову кореляцію зображень (ЦКЗ). Проаналізовано стан розвитку цих методів у Фізико-механічному інституті (ФМІ) ім. Г.В. Карпенка НАН України за останні роки.

Описані відомі технології та алгоритми часової однохвильової багатокрокової ФЗІ та проаналізовано їх ефективність у порівнянні з іншими інтерферометричними методами реконструкції рельєфу поверхні матеріалу. На відміну від традиційних багатокрокових методів часової

ФЗІ із заданими фазовими зсувами, двокрокові та трикрокові методи ФЗІ з довільними фазовими зсувами хвильового фронту забезпечують простішу технічну реалізацію та не вимагають процедури калібрування фазових зсувів. У ФМІ розроблено нові дво- і трикрокові методи ФЗІ зі сліпими фазовими зсувами опорного променя. Щоб визначити такі зсуви, обчислюють кореляційні коефіцієнти між зареєстрованими інтерферограмами. Розроблено також нові алгоритми для виділення просторових розподілів (3D) шорсткості та хвилястості з відтвореного рельєфу поверхні. Ці алгоритми дають змогу визначити розмір втомної зони передруйнування біля вирізу в зразку, використовуючи для цього фазові мапи хвилястості і шорсткості.

Методи ЦСІ базуються на інтерференції предметної хвилі, що формує спекл-зображення заданої області інтересу (ОІ), з опорною хвилею. У технічній діагностиці матеріалів і елементів конструкцій ОІ, як правило, є оптично шорсткою поверхнею зразка. Методи кореляційної спекл-інтерферометрії використовують для якісного оцінювання переміщень поверхні, а методи часової та просторової фазозсувної ЦСІ – для прецизійного кількісного аналізу таких переміщень.

Проблему реконструкції фазової мапи переміщень шорсткої поверхні за двома парами СІ було розв'язано завдяки розробленому у ФМІ методу двокрокової фазозсувної ЦСІ зі сліпим фазовим зсувом опорної хвилі. Тут виконують реєстрацію двох СІ до деформації поверхні та двох СІ після її деформування. Реконструкцію поля переміщень поверхні здійснюють після визначення фазового зсуву на основі кореляційного і спектрального підходів. Розроблений метод було використано для розв'язування задач НК та експериментальної механіки руйнування, включаючи виявлення прихованих отворів у сталевих балкових зразках, визначення коефіцієнта Пуассона тощо. Кореляційну спекл-інтерферометрію застосовували для визначення полів переміщень у металевих балкових зразках, виявлення деформацій зминання у шаруватих композитах та оцінювання відшарувань відновлювальних покривів.

ЦКЗ використовують для широкого кола задач технічної діагностики і механіки руйнування. У ФМІ було розроблено нові методи ЦКЗ, які дали змогу підвищити достовірність відтворення полів переміщень поверхні біля концентраторів напружень, формувати фрагменти неправильної форми та реєструвати поверхневі переміщення у безпосередній близькості до нерівних берегів тріщин, оцінювати характеристики зминання та залишкової овалізації закритих болтових і заклепкових з'єднань «метал-композит». Створено переносний оптико-цифровий спекл-корелятор, який реалізує розроблені методи та дає змогу

розв'язувати різні задачі діагностування деформівного стану матеріалів.

Отже, методи фазозсувної інтерферометрії, спекл-метрології та цифрової кореляції зображень стали потужним засобом НК і технічної діагностики матеріалів та елементів конструкцій. Широке застосування цих методів у машинобудуванні, зокрема в аерокосмічній та автомобільній галузях, свідчить про їх важливість, ефективність та високу конкурентоспроможність.

УДК 539.3

**СТВОРЕННЯ МЕТОДОЛОГІЇ НОРМАТИВНИХ ОСНОВ
РОЗРАХУНКУ РЕСУРСУ КОНСТРУКЦІЙ СТАРТОВИХ СПОРУД
КОСМІЧНИХ РАКЕТ-НОСІЇВ**

**CREATION THE METHODOLOGY REGULATORY FRAMEWORK FOR
RESOURCE CALCULATION OF THE LAUNCHING STRUCTURES FOR
SPACE LAUNCH VEHICLES**

**Вадим Гудрамович¹, Володимир Сіренко², Дмитро Клименко²,
Юрій Данієв¹**

*¹Інститут технічної механіки НАН України і ДКА України,
вул. Лешко-Попеля, 15, м. Дніпро, 49005, Україна;*

*²Державне підприємство «Конструкторське бюро «Південне»
ім. М. К. Янгеля»,
вул. Криворізька, 3, м. Дніпро, 49008, Україна*

The paper presents some aspects of creation of methodology for the calculating resource basic resource of the space launch vehicles launching structures. Thermal and force loadings are developed. The classification of launching structures different kinds and damage after multiple loadings is considered. Some approaches to resource calculation are analyzed.

Наведено попередні результати розроблення методології і нормативних основ розрахунку ресурсу конструкцій стартових споруд космічних ракет-носіїв. Проаналізовано особливості стартових комплексів для виводу на навколосезну орбіту космічних об'єктів різного призначення на космодромах різних країн світу (Європейський союз, Ізраїль, Індія, Іран, Китай, Корея, Росія, США, Україна, Франція, Японія).

Методологічні основи прогнозування ресурсу стартових споруд тісно пов'язані з класифікацією діючих термічних і силових навантажень, видів пошкоджень елементів вказаних споруд на різних етапах експлуатації, зокрема після баготоразових пусків ракет-носіїв. Обговорені підходи до підсумовування пошкоджень і до критеріїв граничного стану. Проаналізовано можливі підходи до визначення числа пусків ракет-носіїв.

Навантаження і механічні характеристики матеріалів реальних елементів конструкцій стартових споруд є випадковими величинами. В зв'язку з цим, норми міцності повинні містити ймовірнісні моделі чинників, що характеризують відповідні процеси деформування і руйнування [1, 2].

При експлуатації стартових споруд можливе виникнення інтенсивних зовнішніх навантажень (землетрус, аварійні ситуації, дія агресивних середовищ та ін.), що слід враховувати при розробленні відповідних розрахункових моделей [1 – 3].

Стартові споруди можуть бути віднесені до категорії великих систем високого ступеню складності, яка характеризується відповідною ієрархічною структурою їхніх елементів. При проведенні класифікації обладнання використовується ієрархічний підхід [5].

При створенні норм міцності й основ розрахунку ресурсу і використанні їх до реальних об'єктів потрібно залучати сучасні методи діагностування, зокрема голографічної інтерферометрії і акустичної емісії [4]. Розрахунки ресурсу повинні враховувати нелінійні моделі деформування, зокрема пластичність і повзучість. Проведення відповідних розрахунків пов'язане зі створенням алгоритмів, які зводять відповідні нелінійні задачі до сукупності лінійних. Традиційним при створенні розрахункових моделей є використання числових методів (скінченних елементів, скінченних різниць) і відповідних пакетів прикладних програм (ANSYS, NASTRAN та ін., для відповідальних розрахунків – ліцензованих). Для оперативних розрахунків при вдосконаленні об'єктів доцільним є створення проєкційно-ітераційних схем числових методів, які істотно зменшують час комп'ютерних розрахунків [2, 4, 6].

1. А. Дж. Мак-Ивили. Анализ аварийных разрушений / Пер. с англ. М.: Техносфера, 2010. 416 с. 2. А.В. Дегтярев, О.В. Пилипенко, В.С. Гудрамович, В.Н. Сиренко, Ю.Ф. Даниев, Д.В. Клименко, В.П. Пошивалов. О классификации стартового оборудования ракетно-космических комплексов при обосновании норм прочности. Космична наука і технологія. 2016. Т. 22. № 1. С. 3–14. 3. В.С. Гудрамович, Ю.Ф. Даниев, В.П. Пошивалов. О подходах к нормированию прочности и обеспечению надежности ракетных космических комплексов.

Актуальні проблеми механіки: монографія / за ред. чл.-кор. НАНУ М. В. Полякова. Дніпро: Ліра, 2018. С. 216–224. 4. В.С.Гудрамович, В.Р. Скальський, Ю.М. Селіванов. Голографічне та акустико-емісійне діагностування неоднорідних конструкцій і матеріалів: монографія/за ред.ак. НАНУ З. Т. Назарчука. Львів: Простір, 2017. 492 с. 5. М. Месарович, Д. Мако, И. Такахара. Теория иерархических многоуровневых систем / Пер. с англ. М.: Мир, 1973. 344 с. 6. V. Hudramovych, E. Hart, S. Rjabokon. Elastoplastic deformation of non-homogeneous plates. J. Eng. Math. 2013. Vol. 78. Issue 1. P. 181-197.

УДК 629.7.002.3

**МЕТОДОЛОГІЯ СИНТЕЗУ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ
КОМПОЗИТНИХ НЕСУЧИХ ВІДСІКІВ ГОЛОВНОГО БЛОКА
РАКЕТ-НОСІЇВ КОСМІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

**METHODOLOGY OF SYNTHESIS OF OPTIMAL PARAMETERS OF
COMPOSITE BEARING BAYS OF ROCKET AND SPACE ENGINEERING
UNDER DIFFERENT LOADING**

Андрій Кондратьєв

*Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»,
вул. Чкалова, 17, м. Харків, 61070, Україна*

Results of research, dedicated to synthesis of optimal parameters of composite bearing bays of space launch vehicle's upper stage, are adduced.

Ракетно-космічна галузь займає одне з провідних місць серед пріоритетних напрямків розвитку промисловості України. Сучасні виробництва ракетно-космічної техніки характеризуються безперервним їх ускладненням, постійно зростаючими вимогами до їх надійності, якісних та техніко-економічних показників, в тому числі зниженню маси конструкцій та витрат на їх виробництво при зростанні відносних характеристик несучої спроможності в специфічних умовах експлуатації.

Перспективним напрямом удосконалення агрегатів ракетно-космічної техніки є використання полімерних композиційних матеріалів, які дозволяють проектувати і виготовляти конструкції разом із самими матеріалами, властивості яких можуть бути керовані.

Аналіз вітчизняного та закордонного досвіду використання композиційних матеріалів у конструкціях ракетно-космічної техніки показав їхнє широке застосування в різних великогабаритних оболонкових агрегатах ракет-носіїв, зокрема: в головних обтічниках, перехідних та міжступеневих відсіках, адаптерах корисного вантажу, корпусах ракетних двигунів, паливних баках. Однак реалізація цих можливостей пов'язана з необхідністю проводити широкомасштабні наукові розробки та створювати нові методи їх оптимального проектування, удосконалювати технологію виробництва.

Доповідь присвячено викладенню основних результатів досліджень, присвячених синтезу оптимальних параметрів композитних несучих відсіків головного блока ракет космічного призначення.

У рамках раніше запропонованої загальної концепції створення ефективних агрегатів ракетно-космічної техніки з полімерних композиційних матеріалів та реалізуючого її проектного комплексу вибору раціональних конструктивно-технологічних параметрів розроблено методологію синтезу оптимальних параметрів композитних несучих відсіків розглянутого класу техніки. Відмінною рисою методології є можливість одночасної оптимізації конструктивно-технологічних параметрів теплозахисту, конструктивно-силової схеми і додаткового силового набору при одночасному забезпеченні допустимих діапазонів температур зовнішньої і внутрішньої поверхонь розглянутого агрегату, несучої здатності його раціонального варіанта в усіх критичних зонах для регламентованих розрахункових випадків навантаження з урахуванням погіршень фізико-механічних характеристик матеріалів від теплового впливу та виконання додаткових функціональних обмежень, пов'язаних з технологічними, економічними, екологічними й іншими факторами, що відповідають існуючому рівню виробництва конструкцій розглянутого класу.

Реалізація запропонованої методології при оптимальному проектуванні головного обтічника та міжступеневого відсіку ракети-носія космічного призначення дозволила синтезувати їхні раціональні конструктивно-технологічні параметри, що, в підсумку, забезпечило підвищення більше, ніж на 20% масової ефективності розглянутих несучих відсіків.

На прикладі композитного фітинга системи розділення несучих відсіків ракети-носія в рамках запропонованого загального підходу реалізовано принцип диференціації сектора оптимізації, що дозволив синтезувати його раціональні конструктивно-технологічні параметри. Проведено масштабні дослідження локального напружено-деформованого

стану фрагмента стику несучого відсіку, який складається з частини шпангоута і приклеєного до нього композитного фітинга, що дозволило синтезувати його раціональні конструктивно-технологічні параметри.

Для визначення несучої здатності та оптимізації параметрів композитних несучих відсіків головного блока ракет-носіїв космічного призначення в їхніх регулярних і нерегулярних зонах автором застосовано аналітичні моделі теорії пружності ортотропних полімерних композиційних матеріалів і програмні комплекси скінченно-елементного аналізу з розробленими багаторівневими алгоритмами оптимізації.

УДК 621.1

МЕТОДИКА ДІАГНОСТУВАННЯ РУЙНУВАННЯ ПОЛІМЕРІВ ЗА ЕНЕРГЕТИЧНИМ ПАРАМЕТРОМ СИНАЛІВ АЕ

**METHOD OF DIAGNOSTIC OF POLIMERS FRACTURE BY THE
ENERGY PARAMETER OF AE SIGNALS**

**Валентин Скальський¹, Валентин Макєєв², Олена Станкевич¹,
Ярослав Гуньовський²**

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

*²Львівський національний медичний університет імені Данила Галицького,
вул. Пекарська, 69, м. Львів, 79000, Україна*

Choice of denture base materials has a considerable influence on the efficacy and duration of orthodontic appliances. The mechanical properties of denture base polymers by means of acoustic emission (AE) were investigated. Based on the energy parameter of AE signals the peculiarities of fracture dynamics of denture base polymers were studied.

Останнім часом невпинно розширюється використання полімерів як конструкційних матеріалів, зокрема, в ортопедичній стоматології, однією з актуальних задач якої є оптимальне відновлення втрачених функцій зубощелепної системи, у тому числі знімними протезами. Для виготовлення базисів знімних зубних протезів сьогодні переважно використовують пластмаси на основі акрилатів, однак, вони мають як переваги, так і недоліки. Тому продовжується пошук, розроблення, всебічне вивчення

різних класів матеріалів для базисів знімних протезів. Зі зростаючою потребою в біосумісних матеріалах з 80-х р. минулого століття розроблені та широко використовуються в світовій стоматології термопласти.

Як показує аналіз літературних джерел, у дослідженнях стоматологічних матеріалів та конструкцій успішно зарекомендував себе метод акустичної емісії (АЕ), який дає можливість вивчати особливості їх руйнування, ідентифікувати типи та механізми руйнування, які відбуваються в них під навантаженням. Часову локалізацію тих чи інших особливостей забезпечує вейвлет-перетворення (ВП) сигналів АЕ.

У дослідженнях вивчали характеристики міцності базисних стоматологічних полімерів із застосуванням ВП сигналів АЕ.

Досліджували зразки з матеріалів Фторакс (АО СТОМА, Україна); Villacryl H Plus (Zhermack, Італія); Vertex ThermoSens (Vertex Dental, Нідерланди) під квазістатичним навантаженням розтягу. Зразки розтягали на розривній машині типу СВР-5 зі швидкістю навантаження $4 \cdot 10^{-7}$ м/с. Одночасно здійснювали запис АЕ-інформації за допомогою системи SKOP-8 з двома вимірювальними АЕ-каналами. У режимі постопрацювання будували діаграми розтягу і розподіл амплітуд та неперервного ВП зареєстрованих сигналів АЕ.

Визначали значення та стандартні відхилення напруження початку σ_{if} (за появою сигналів АЕ) та повного руйнування σ_{ff} , найбільшого напруження σ_B та відносного видовження δ під навантаженням розтягу. Для межі міцності σ_B матеріали розташувались у такому порядку (за зменшенням σ_B): Villacryl (78,88 кН) > Vertex ThermoSens (73,33 кН) > Фторакс (71,33 кН); для напружень початку руйнування σ_{if} , коли система реєструвала перші сигнали АЕ під час розтягу зразків: Vertex ThermoSens (42,66 кН) > Villacryl (34 кН) > Фторакс (28 кН); у випадку ж напружень остаточного руйнування σ_{ff} : Villacryl (73,33 кН) > Фторакс (71,33 кН) > Vertex ThermoSens (43,33 кН). За критерієм Тьюкі статистично різниця між значеннями визначених параметрів для всіх матеріалів незначна ($p > 0,05$).

Отже, хоча межа міцності термопласту Vertex ThermoSens виявилася не найбільшою, але для її досягнення потрібно у 4...4,5 рази більше часу, ніж для матеріалів Фторакс та Villacryl. Руйнування у термопласті розпочинається на найвищих напружень, порівнюючи з іншими матеріалами. Тому з позиції забезпечення тривалої експлуатації зубного протеза найефективніше використовувати саме цей базисний матеріал. За дослідженими параметрами найгіршим виявився матеріал Фторакс, Villacryl займає проміжне місце.

Для вивчення динаміки руйнування пластмас та його типів сигнали АЕ аналізували за енергетичним параметром E_{wt} . Встановили, що для матеріалу Фторакс значення цього показника для всіх типів руйнування більші, ніж для Villacryl, що свідчить про більшу крихкість його руйнування. Під час розтягу термопласту Vertex ThermoSens відбувалось високоенергетичне в'язко-крихке та крихке руйнування. Отримані результати підтверджено фактографічними дослідженнями зламів зразків. Загалом під час розтягу полімерів переважає в'язко-крихкий тип руйнування, що свідчить про поширення під навантаженням у матеріалах мікротріщин різного розміру.

УДК 620.1

КОНТРОЛЬ ЗАХИСТУ ВІД КОРОЗІЇ ПІДЗЕМНИХ ТРУБОПРОВІДІВ І КОНСТРУКЦІЙ

CORROSION PROTECTION TESTING OF UNDERGROUND PIPELINES AND METAL CONSTRUCTIONS

Роман Джала, Богдан Вербенець, Андрій Мицик, Роман Савула

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

*²УМГ «Львівтрансгаз»,
вул. Рубчака, 3, м. Львів, 79000, Україна*

Для запобігання пошкоджень і продовження термінів безаварійної експлуатації підземних трубопроводів і металоконструкцій необхідні періодичний контроль і діагностика їхнього технічного стану. Практичні потреби підвищення оперативності, інформативності та вірогідності і розширення функціональних можливостей контролю передбачають створення ефективних засобів відбору і опрацювання вимірюваної інформації. Розроблені на основі фундаментальних зв'язків поля з параметрами об'єктів нові методи контролю, як показали проведені у ФМІ ім. Г. В. Карпенка НАН України дослідження, дають змогу значно підвищувати ефективність обстежень і діагностики.

Серед багатьох методів контролю і діагностики [1] для підземних трубопроводів (ПТ) та металевих споруд особливо важливий контроль корозійного стану. Обстеження стану протикорозійного захисту (ПКЗ),

який передбачає ізоляційні покритви і катодну поляризацію, проводять періодично, в основному, контактними електрометричними методами [2]. Основними їх недоліками є трудомісткість забезпечення достатньої кількості надійних контактів з ПТ і ґрунтом, обмежений радіус дії (локальний характер контролю), ненадійність контактів електродів з ґрунтом за високого опору поверхні землі, що ускладнює обстеження на трасах із сухими ґрунтами і унеможливорює його за наявності асфальтових, бетонних і т.п. покриттів ґрунту. Крім цього, відомі труднощі використання контактних методів для обстежень магістральних трубопроводів на переходах під річками, на заболочених чи покритих густою рослинністю ділянках траси.

Названі недоліки ефективно усувають з допомогою безконтактних електромагнітних методів, які широко використовують лише частково – для визначення розміщення і глибини залягання ПТ. Великі можливості має метод безконтактних вимірювань струмів (БВС) [3]. На основі теоретичних і експериментальних досліджень запропоновано ряд способів і пристроїв та розроблено низку приладів. На відміну від багатьох інших, БВС можна застосовувати як самостійно для інтегральних і диференціальних обстежень, так і у комплексі з контактною електрометрією для локальних обстежень ПТ. Це суттєво підвищує оперативність та інформативність обстежень і контролю та достовірність діагностики стану ПТ.

БВС оперативно дає порівняльні оцінки ПКЗ ділянок ПТ, розподіл струму між гілками та вздовж ПТ і перехідного опору «труба-земля» та виявляє ділянки з незадовільною ізоляцією [3].

Основним критерієм захисту від корозії металевих конструкцій в електропровідному середовищі вважають поляризаційний потенціал (ПП), який треба підтримувати у певних межах [2, 4]. У вимірах різниці потенціалів між металом підзахисної конструкції і електродом (розміщеним у середовищі), крім поляризаційної складової є ще омичний спад напруги, обумовлений проходженням катодного струму. Для вилучення омичного складника розроблено низку методів; найвідомішими з них є компенсаційні, релаксаційні, допоміжних електродів, розрахункові. Для подолання недоліків їх практичного використання у ФМІ НАН України запропоновано новий метод і пристрій визначення ПП за вимірами постійних і змінних електричних напруг [4]. Створена апаратура типу ВПП додатково придатна для пошуку пошкоджень ізоляції ПТ за відомими методами Пірсона і градієнта [2, 4]. Крім цього, ВПП у комплексі з БВС вперше дають змогу визначати розподіли густини струму катодного захисту та питомого опору ізоляції на різних ділянках підземних трубопроводів [5].

1. Джала Р. М. Діагностика трубопроводів // Фізико-хімічна механіка матеріалів. – 2001. – Т. 37, № 5. – С. 123. 2. ДСТУ 4219-2003. Трубопроводи сталеві магістральні. Загальні вимоги до захисту від корозії. – К.: Держспоживстандарт України, 2003. – 72 с. 3. Методологія і апаратура для оперативних комплексних обстежень підземних трубопроводів / Р.М. Джала, Б.Я. Вербенець, М.І. Мельник, О.М. Семенюк, О.О. Червінка // Технічна діагностика і неруйнівний контроль. – 2018. № 1. – С. 53-58. 4. Dzhala R.M., Verbenets' B.Ya., Melnyk M.I. Measuring of Electric Potentials for the Diagnostics of Corrosion Protection of the Metal Structures // Materials Science. – 2016. – Vol. 52, № 1. – P. 140–145. 5. New methods for the corrosion monitoring of underground pipelines according to the measurement of currents and potentials / R.M. Dzhala, B.Ya. Verbenets', M.I. Mel'nyk, A.B. Mytsyk, R.S. Savula, O.M. Semenyuk // Materials Science. – Vol. 52, № 5. – March 2017. – P. 732-741.

УДК 539.3

МЕХАНІЧНА ПОВЕДІНКА ТІЛ СКЛАДНОЇ ФОРМИ ЗА УМОВ ТЕРМОСИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ

MECHANICAL BEHAVIOR OF SOLIDS OF COMPLEX SHAPE SUBJECTED TO TEMPERATURE AND FORCE LOADING

Богдан Дробенко, Роман Кушнір

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

The approach for computer simulation of deformation processes in solids under temperature and force loading is developed. It is based on 3D non-isothermal thermo-elastic-plasticity and finite element method. It enables to analyze the mechanical behavior of solids of complex structure and shape, what is illustrated in given examples.

Розроблено підхід до визначення та дослідження напруженого стану твердих тіл за термосилового навантаження на основі неізотермічної термопружно-пластичності та методу скінченних елементів. Підхід дає можливість досліджувати механічну поведінку тіл складної структури та форми, що ілюструють наведені приклади.

При виготовленні сучасних конструкцій, машин і механізмів повстає складний багатоступінчатий процес математичного, чисельного і комп'ютерного моделювання механічної поведінки елементів конструкцій за умов їхньої експлуатації, створення відповідного фізичного прототипу, його тестування і, нарешті, промисловий випуск остаточного продукту. Комп'ютерне моделювання дає змогу провести весь процес у віртуальному просторі без фізичної побудови відповідної механічної системи. Результатом цього етапу є раціональний проект розглядуваної механічної системи. На цій основі виготовляють відповідний зразок, який проходить випробування. Після успішних випробувань починається серійний випуск продукції. Процес математичного, чисельного та комп'ютерного моделювання визначає весь цей процес з самого початку, а тому вимоги до нього з погляду адекватності використовуваних математичних моделей і методів, точності, достовірності й швидкості отримуваних результатів постійно зростають.

Розроблено [1] методику визначення й дослідження параметрів термомеханічного стану твердих тіл складної геометричної форми та структури за комплексного навантаження з урахуванням термочутливості матеріалів і нелінійного характеру деформування. Температурне поле в тілі описує нестационарне рівняння теплопровідності, а процеси деформування – співвідношення теорії неізотермічної термопружно-пластичності. При розробленні методики розв'язування сформульованих на цій основі задач нелінійної термомеханіки використано апроксимаційний апарат, який дає змогу враховувати складні залежності властивостей матеріалів від наявних фізико-механічних процесів в широкому температурному діапазоні і проводити чисельне моделювання термомеханічних процесів у реальних елементах інженерних конструкцій.

З використанням розробленого на цій основі програмного забезпечення отримано розв'язки важливих класів прикладних задач. Досліджено, зокрема, процеси деформування структурно-неоднорідного типового сопла [2], виготовленого з ортотропних композиційних термочутливих матеріалів і титанового сплаву, за інтенсивного силового навантаження та високоградієнтного нерівномірного нагріву до надвисоких температур.

Розроблене програмне забезпечення використано при вирішенні проблеми подовження термінів експлуатації елементів енергетичного обладнання, яке вичерпало свій парковий ресурс, з урахуванням пошкоджень, деградації матеріалів та ремонтних втручань [3].

Досліджено також напружено-деформований стан захисних оболонок термоелектричних перетворювачів різних типорозмірів, які

захищають чутливі елементи від інтенсивних силових навантажень і руйнівного впливу вимірювального середовища підвищеної температури.

Запропоновані методика, алгоритми й методологія створення програмного забезпечення можуть бути використані як ядро системи автоматизованих розрахунків.

1. Моделивання та оптимізація в термомеханіці електропровідних неоднорідних тіл / Під заг. ред. Я.І. Бурака, Р.М. Кушніра. У 5-ти томах. Т. 4: О.Р. Гачкевич, Б. Д. Дробенко. Термомеханіка намагнечуваних електропровідних термочутливих тіл. – Львів: СПОЛОМ, 2010. – 256 с. 2. Drobenko V., Buryk O., Kharchenko V. Refined estimations of strength of structures from carbon-carbonic materials subjected to intense power and thermal loading // Фізико-математичне моделивання та інформаційні технології. – 2015. – Вип. 22. – С. 53-59. 3. Drobenko V., Kushnir R., Budz S. Estimation of operational life of acting energetic equipment with accounting for a material degradation, damages and repair procedures // 14 International Conference on Fracture (ICF-14, Rhodes, Crece, June 18-23, 2017): Book of abstracts [Елект. ресурс].

УДК 620.19

МЕТОД КОНСЕРВАТИВНОГО ОЦІНЮВАННЯ КОРОЗІЙНО- ВОДНЕВОЇ ДЕГРАДАЦІЇ КОНСТРУКЦІЙНИХ СТАЛЕЙ, СХИЛЬНИХ ДО КОРОЗІЙНО-МЕХАНІЧНОГО РУЙНУВАННЯ

THE METHOD OF CONSERVATIVE EVALUATION OF CORROSION- HYDROGEN DEGRADATION OF ENGINEERING STEELS SUSCEPTIBLE TO CORROSION-MECHANICAL FRACTURE

Григорій Никифорчин, Олександр Цирульник, Ольга Звірко

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

The new method of conservative evaluation of in-service degradation of engineering steels taking into account susceptibility of operated metal to corrosion-mechanical fracture has been developed.

У чинних галузевих нормативних документах не враховують експлуатаційну деградацію металу, яка проявляється у різкому зниженні опору корозійно-механічному руйнуванню. Для прикладу, регламен-

товано ударну в'язкість KCV^{th} , на рівні не менше 50 Дж/см², незалежно від того, чи це вихідний, чи експлуатований стан. З іншого боку, експертиза руйнувань магістральних газопроводів чітко вказує, що саме корозійно-механічний ріст тріщини відповідальний за їх виникнення.

Розроблено метод консервативного оцінювання стану експлуатованого металу за дотримання гранично допустимих значень опору корозійно-механічному руйнуванню, зокрема, порогового коефіцієнта інтенсивності напружень K_{sc} або порогового рівня J -інтегралу J_{sc} . Проаналізували (рис. 1) дані ударної в'язкості та порогові значення корозійно-статичної тріщиностійкості сталей 17Г1С та X52 у вихідному стані та після різних термінів експлуатації (до 53 років). Граничні лінії, що обмежили масив отриманих значень знизу, вважали консервативними залежностями зміни ударної в'язкості $KCV = f(\tau)$ та порогу корозійно-статичної тріщиностійкості $J_{sc} = f(\tau)$ сталей від тривалості експлуатації τ . Поріг корозійно-статичної тріщиностійкості сталей визначали у розчині NS4, який моделює ґрунтове середовище. Ударна в'язкість, властива матеріалу у вихідному стані (~ 100–300 Дж/см²), мінімум удвічі вища за мінімально допустиме нормоване значення (50 Дж/см²). Водночас, ударна в'язкість експлуатованого металу внаслідок його експлуатаційної деградації зменшується та може досягати значень, нижчих гранично допустимого рівня. Згідно даних, наведених на рис. 1, таке катастрофічне зниження опору крихкому руйнуванню відбувається після 20 – 25 років експлуатації.

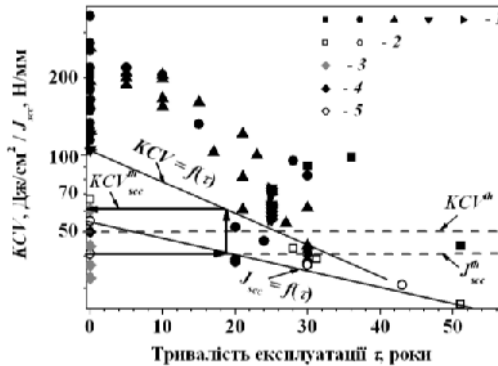


Рис. 1. Визначення гранично допустимого рівня KCV_{sc}^{th} експлуатованого металу, для якого поріг J_{sc} , рівний гранично допустимому J_{sc}^{th} (5): KCV (1, 3, 4) і J_{sc} (2, 5) сталей типу X52 у вихідному стані та після різної тривалості експлуатації τ , а також після термічного оброблення (3, 4, 5).

Для розширення діапазону станів металу сталь 17Г1С у вихідному стані загартували та відпустили в діапазоні температур 200–500 °С та визначили KCV . Окремо виділили стан металу після відпуску при 445 °С, оскільки для нього $KCV \sim 50$ Дж/см². Для цього металу поріг $J_{scc}^{th} = 41$ Н/мм вважали гранично допустимим. За точкою перетину залежності $J_{scc} = f(\tau)$ з лінією гранично допустимого рівня J_{scc}^{th} визначили тривалість експлуатації, за якої досягається граничне значення порогу J_{scc}^{th} (~ 19 років). Екстраполюючи це значення на залежність $KCV = f(\tau)$ визначили граничний рівень KCV близько 65 Дж/см². Саме його слід вважати гранично допустимим для експлуатованих сталей при консервативному оцінюванні їхнього стану за опором корозійно-механічному руйнуванню.

УДК 629.33:621.43

ОСОБЛИВОСТІ ОЦІНЮВАННЯ ВПЛИВУ МІСЬКИХ РЕЖИМІВ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ НА ВИТРАТУ ПАЛИВА І ШКІДЛИВІ ВИКИДИ

PECULIARITIES OF CITY DRIVING MODES IMPACT EVALUATION ON VEHICLE FUEL CONSUMPTION AND HARMFUL EMISSIONS

Василь Матейчик, Микола Цюман

*Національний транспортний університет
бул. Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010, Україна*

An analysis of city driving modes impact on vehicle fuel consumption and harmful emissions is done. The analysis is done using parameters of vehicle motion in a city route. Fuel consumption and harmful emissions for separate driving modes of vehicle under city conditions are determined. A comparative analysis of the obtained performance is done.

Питання дослідження впливу на навколишнє середовище автомобільних транспортних засобів та способів підвищення їхніх екологічних показників, розроблення методик дослідження і прогнозування екологічних показників транспортних засобів, а також розроблення систем екологічного моніторингу на транспорті досліджувались у працях

багатьох вчених, таких як Гутаревич Ю.Ф., Луканін В.Н., Трофименко Ю.В., Канило П.М. та інших.

У попередньо опублікованих працях авторів висвітлено особливості формування окремих елементів інтелектуальної системи моніторингу показників екологічної безпеки транспортних засобів, зокрема, особливості функціонування бортової підсистеми отримання даних про параметри транспортного засобу під час руху; питання удосконалення і використання математичної моделі руху транспортного засобу для оцінювання його витрати палива і шкідливих викидів в їздовому циклі з урахуванням процесів прогріву двигуна і каталітичного нейтралізатора. Застосування математичної моделі руху транспортного засобу з використанням даних про параметри його руху в умовах реального маршруту дозволить вирішити актуальну практичну задачу оцінювання впливу окремих режимів руху на витрату палива і шкідливі викиди транспортного засобу в умовах експлуатації.

Для забезпечення процесу отримання даних про параметри і показники руху транспортного засобу (ТЗ), поточне місцезнаходження ТЗ та поточні значення повздожнього кута нахилу дороги застосовано бортову систему на базі інформаційного пристрою, підключеного до виходу On Board Diagnostic (OBD) та Global Positioning System (GPS). Зокрема, бортова система забезпечує отримання поточних значень наступних параметрів: температури охолоджуючої рідини $t_{ох}$, ступеня відкриття дросельної заслінки $\varphi_{др}$, частоти обертання колінчастого вала n , кута випередження запалювання, швидкості автомобіля V_a , напруги і стану сенсора кисню, часу впорскування палива, масової витрати повітря, діагностичних кодів несправностей, координат географічного місцезнаходження ТЗ.

На основі цих параметрів з використанням математичної моделі руху ТЗ визначаються такі показники: пройдений шлях ТЗ S_a , витрата палива $g_{пал}$, ефективність роботи каталітичного нейтралізатора в залежності від коефіцієнту надміру повітря α та температури нейтралізатора $t_{н}$, викиди оксиду вуглецю g_{CO} , вуглеводнів g_{CmHn} , оксидів азоту g_{NOx} . За значеннями температур охолоджуючої рідини і нейтралізатора визначається частина маршруту руху ТЗ під час якої здійснюється прогрів двигуна і нейтралізатора. На основі отриманих параметрів руху ТЗ виконано аналіз дослідженого маршруту та визначено окремі характерні режими руху ТЗ, здійснено порівняльний аналіз зазначених показників ТЗ у цих режимах. Проведений аналіз засвідчив, що значний час у міському русі займають режими руху накатом. Ці режими характеризуються досить високою ефективністю використання

палива та низькими питомими викидами шкідливих речовин. Однак, має місце невисока середня швидкість руху. Значний позитивний ефект мають режими примусового холостого ходу з припиненням подачі палива, що займають суттєвий час руху і характеризуються відсутністю витрати палива і викидів шкідливих речовин.

Найменшу ефективність використання палива та найбільші викиди продуктів неповного згоряння ТЗ має у режимах середнього навантаження при низькій частоті обертання, що мають місце під час розгону ТЗ. Такі режими мають значний вплив на сумарні показники ТЗ, оскільки займають досить суттєвий час. Крім цього, значна частина викидів продуктів неповного згоряння припадає на режими руху під час прогріву двигуна і нейтралізатора.

УДК 539.3

**СПЕЦІАЛІЗОВАНІ ПРОГРАМНО-МОДЕЛЬНІ КОМПЛЕКСИ ДЛЯ
АНАЛІЗУ ДЕФОРМУВАННЯ ВОЛОКОННИХ МАТЕРІАЛІВ ТА
КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИХ ТІЛ НА
ОСНОВІ МІКРО-МАКРОМЕХАНІЧНИХ МОДЕЛЕЙ**

**SPECIALIZED SOFTWARE-MODEL COMPLEXES FOR FIBER
MATERIALS DEFORMATION AND CONTACT INTERACTION
ANALYSIS OF COMPLEX SHAPED BODIES BASED ON MICRO- AND
MACROMECHANICAL MODELS**

Микола Ткачук-мол., Андрій Грабовський, Микола Ткачук

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний
інститут»,*

вул. Кирпичова, 2, м. Харків, 61002, Україна

It is proposed to create specialized software-model complexes for analyze of fiber materials deformation and contact interaction of complex shaped bodies in the presence of nonlinearly elastic layer between them.

Для аналізу деформування волоконних матеріалів та контактної взаємодії складнопрофільних тіл за наявності між ними нелінійно пружного шару пропонується створення спеціалізованих програмно-модельних комплексів. Це викликано декількома обставинами.

З одного боку, це зумовлено тим, що забезпечення конструкційної міцності елементів машин військового і цивільного призначення вимагає залучення нових моделей поведінки матеріалів для більш адекватного і точного розрахунку напружено-деформованого стану. Ця обставина диктується широким використанням і прогресуючої розробкою сучасних матеріалів, в т.ч. волокнистої структури, кераміки, металокераміки, багатшарових композицій тощо. Традиційні моделі не підходять для опису їх поведінки. Крім цього, сучасний феноменологічний підхід у цьому випадку є недостатнім, тому що дає інформацію тільки для конкретного типу матеріалу в заданих умовах роботи і у скінченному діапазоні навантажень. У той же час перед механікою постають у цьому розрізі ширші завдання: визначення тенденцій зміни фізико-механічних характеристик залежно, наприклад, від складу і будови ланцюжків волоконних наповнювачів; створення композиційних матеріалів із заданими властивостями; пояснення часто неочевидних тенденцій у зміні фізико-механічних властивостей матеріалів при зміні хімічного складу, температури, технології виготовлення тощо. Всі ці обставини висувають на перший план мікромеханічні підходи, які надають можливості розрахунку макрохарактеристик на основі розгляду поведінки мікроструктури матеріалу аж до моделей статистичної механіки волоконних ланцюжків. Однак розроблені до теперішнього часу підходи дають результати, що не повною мірою відповідають експериментальним даним і даним практичної експлуатації. Таким чином, розроблення нових підходів та формування на їхній основі нових нелінійних математичних моделей для більш адекватного опису властивостей матеріалів шляхом аналізу їхньої поведінки на рівні статистичної механіки ансамблів волоконних ланцюжків, ниток, мікрозерен є актуальною науково-технічною проблемою.

З іншого боку, у складі конструкцій сучасних машин значне місце посідають складнопрофільні тіла, які знаходяться у контактній взаємодії. З огляду на це необхідне розв'язання прикладних задач аналізу контактної взаємодії і геометричного синтезу складнопрофільних тіл за наявності між ними нелінійно пружного шару. Вибір об'єктів досліджень при цьому зумовлений реальними потребами заводів, НДІ та КБ, що проектують і виробляють машини із складнопрофільними деталями.

Основною характерною особливістю складнопрофільних тіл є складність їхнього опису прийнятим на даний час у CAD/CAE-системах способом. Пропонується альтернативна побудова шляхом напіваавтоматичної генерації топологічно регулярних сіток тіл, що передбачає генерування топологічно регулярної сітки вузлів скінченних елементів з використанням властивостей контактної поверхні практично з будь-якою наперед заданою

точністю. У результаті стає принципово можливою побудова набору вузлів, що задають скінченноелементну модель, яка апроксимує контактну поверхню з наперед заданою точністю.

Загальною характерною рисою перелічених проблемних аспектів є необхідність об'єднання у єдиній моделі мікро- та макроспіввідношень. У першому випадку описуються статистичні набори волокон, зерен, трабекул, тобто об'ємних представницьких множин нових нетрадиційних матеріалів типу нетканих матеріалів, кераміки, біотканин тощо. У другому випадку – поверхневі структури деталей з традиційних матеріалів, зокрема, шорсткість.

Для обох випадків пропонується механізм переходу від мікро- до макромасштабу. Крім цього, на мікро- та макрорівні формуються варіаційні постановки цих задач.

Аналіз напружено-деформованого стану дослідних об'єктів здійснюється за допомогою методів скінченних та граничних елементів.

УДК 539.3

ОЦІНЮВАННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ТРУБОПРОВІДІВ ЗА МАНЕВРОВОГО РЕЖИМУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

ESTIMATION OF RESIDUAL RESOURCE OF PIPELINES UNDER MANEUVER REGIME EXPLOITATION

**Олександр Андрейків¹, Ірина Долінська², Володимир Кухар¹,
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, ira_dolinska@ukr.net

The calculation models for determination of residual resource main pipeline under maneuver regime exploitation, hydrogenation, ground corrosion and taking into account of degradation in time of its materials has been proposed.

Трубопровідний транспорт (газо- і нафтопроводи, паропроводи) традиційно вважають економічно найвигіднішим та технологічно найдосконалішим серед інших видів в Україні. У даний час проблема

забезпечення високої експлуатаційної надійності магістральних трубопроводів має важливе значення для промисловості як України, так і багатьох інших держав світу, оскільки значна їх частина експлуатується протягом тривалого часу і вже, здебільшого, вичерпала свій нормативний ресурс. Часто однією з причин руйнування трубопроводів є зародження і поширення в них тріщин, а також деградація їхніх матеріалів. Тому важливою стає проблема створення відповідних методик для проведення моніторингу стану труб, особливо на проблемних ділянках, а також методик визначення залишкового ресурсу обладнання з урахуванням експлуатаційних параметрів.

Доповідь присвячена цій актуальній проблемі. Тут розроблено аналітичні методи (диференціальні рівняння з початковими і кінцевими умовами) оцінювання залишкового ресурсу газопроводів в маневровому режимі роботи під час наводнювання її стінки в результаті катодного захисту. Побудовано розрахункову модель оцінювання залишкового ресурсу паропроводів з урахуванням експлуатаційних чинників, зокрема дії маневрового режиму експлуатації та наводнювання її стінки в результаті дисоціації пари. Запропоновано аналітичні методи для визначення залишкового ресурсу трубопроводів (газо- і нафтопроводів) з урахуванням дії довготривалого статичного і циклічного тиску, ґрунтової корозії, наводнювання і деградації їх матеріалів.

Запропоновані моделі і методи застосовані до оцінювання залишкового ресурсу конкретних трубопроводів (газо- і нафтопроводів, паропроводів) за реальних умов їх експлуатування. Проведені дослідження показали, що неврахування маневреності навантаження, впливу зовнішнього середовища та деградації матеріалу може призвести до переоцінки залишкової довговічності трубопроводу з тріщиною і до непередбачуваного руйнування.

Публікація містить результати досліджень, проведених за грантом Президента України за конкурсним проектом Ф75/143-2018 Державного фонду фундаментальних досліджень.

СЕКЦІЯ 1
МЕХАНІКА РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ, ДІАГНОСТИКА І
ЦІЛІСНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ

УДК 534-6.08

ЗАСТОСУВАННЯ НАПІВЕМПІРИЧНИХ МЕТОДІВ ВИЗНАЧЕННЯ
АКУСТИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ДЛЯ ОЦІНЮВАННЯ
НАВАНТАЖЕННЯ ВІДСІКІВ РАКЕТ-НОСІЇВ

THE APPLICATION OF SEMI-EMPIRICAL METHODS OF SOUND
PRESSURE LEVELS EVALUATION FOR THE ANALYSIS OF LOADS
ON BAYS IN SLV

Константин Аврамов, Тетяна Батутіна, Денис Бондар,
Геннадій Мартиненко

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

The approach for the calculations of the spectral densities of the pressure turbulent fluctuations is suggested. This approach is based on the numerical simulations of the viscous flow around the fairing and the application of the empirical relations for the spectral densities. The spectral densities of the near-wall fluctuations on the rocket airframe are investigated and the sound load being estimated.

У доповіді розглянуто можливість оцінювання спектрів потужності звукового тиску поблизу головного обтічника ракети космічного призначення при проходженні ділянки максимальних швидкісних напорів. Для проведення такого оцінювання було застосовано чотири методики: Єфімцева, Laganelli, Robertson і Chase-Howe.

У результаті порівняльного аналізу спектрів потужності звукового тиску, отриманого за кожною з чотирьох методик, з результатами

вимірювань на реальних РКП було визначено що методика Chase-Howe найточніше відображає реальний процес генерації звукового тиску на РКП.

Вихідними даними для розрахунку спектрів потужності звукового тиску за чотирма методиками стали характеристики флуктуацій тиску в граничному шарі навколо обтічника РКП, отримані при чисельному моделюванні натікання в'язкого надзвукового струменя на обтічник.

УДК 621.01

ТРИЩИНОСТІЙКІСТЬ ТА ДОВГОВІЧНІСТЬ НІКЕЛЬ-КОБАЛЬТОВИХ СПЛАВІВ У ВОДНІ

CRACK RESISTANCE AND DURABILITY OF NICKEL-COBALT ALLOYS IN HYDROGEN

Олександр Балицький¹, Роман Барна¹, Любомир Іваськевич¹,
Валерій Колесніков^{1,2}

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

²ДЗ «Луганський національний університет ім. Тараса Шевченка»,
площа Гоголя, 1, м. Старобільськ, 92703, Україна

It has been investigated the crack resistance and durability of the hydrogenated Ni56Cr14Co15Mo5Al3Ti3 (EP-741NP) nickel-cobalt alloys. It was established that the parameters of the Paris equation of the investigated alloys are related to the linear dependence. This dependence is used for a conservative estimate of the average values of the crack propagation parameters. Observation of the fracture surface of the alloys has shown that the character of crack propagation depends on the structural components.

Для виготовлення дисків сучасних газотурбінних двигунів (ГТД) та газотурбінних установок наземного і морського базування (ГТУ) (в т.ч. на альтернативному паливі) застосовуються Ni-Co жароміцні сплави типу Ni56Cr14Co15Mo5Al3Ti3 (EP-741NP). Сучасні підходи до встановлення ресурсу дисків використовують характеристики швидкості розвитку тріщини втоми (ШРВТ) в залежності від коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН), зокрема, на другій ділянці кінетичної діаграми.

Досліджували спечені гранульовані Ni-Co сплави типу ЕП-741НП, які мають наступний хімічний склад (мас., %): Ni 55,58; Cr 9,23; Fe 0,057; Mo 3,82; Ti 1,6; Al 5,3; Nb 2,63; Mn 0,5; Si 0,46; S 0,09; P 0,015; Co 15,2; W 5,91; C 0,06; Hf 0,40; Y 0,072; B 0,015; Cu 0,49; Mg 0,02. Досліджено тріщиностійкість ненаводнених та наводнених (за високих тисків і температур) зразків. Зразки наводнювали на установці для дослідження стандартних механічних характеристик матеріалів у водні, яка оснащена цифровим записом результатів експериментальних досліджень, вміст водню визначали після кожного режиму.

Мікроструктуру досліджено за допомогою травлення поверхні шліфів реактивом Марбле ($\text{CuSO}_4 - 4 \text{ г}$, $\text{HCl} - 20 \text{ мл}$, вода – 20 мл) за режимом: травлення 10...15 секунд, промивка водою, сушка гарячим повітрям. Для виявлення γ' - фази і евтектики ($\gamma+\gamma'$) використовувався реактив $\text{CuSO}_4 - 20 \text{ г}$, $\text{H}_2\text{SO}_4 - 5 \text{ мл}$, решта – H_2O , густина струму – 500 А / м^2 . Для виявлення карбідів використовувався реактив: $\text{NaF} - 30 \text{ г}$, $\text{HCl} - 100 \text{ мл}$, лимонна кислота – 100 г, $\text{H}_2\text{O} - 1000 \text{ мл}$, густина струму 200 А / м^2 . Для ідентифікації σ -, μ - фаз, карбідів типу M_{23}C_6 , M_6C , що мають голчасту або пластинчасту морфологію проведено кольорове травлення за допомогою реактиву: червона кров'яна сіль – 10 г, $\text{NaOH} - 10 \text{ г}$, $\text{H}_2\text{O} - 100 \text{ мл}$, щільність струму – 500 А/ м^2 .

Мікроструктуру сплавів досліджували за допомогою мікроскопів: ЛОМО ЕС МЕТАМ ПБ-21 та Zeiss Stemi 2000 – С Stereo Microscopes та цифрової камери SIGETA (Industrial color digital camera UCMOS 1300, 1.3 MP). Після травлення виявлено особливості мікроструктури (рис. 1), які впливають на розповсюдження тріщин. Легування сплаву Hf дозволяє утворювати стабільні карбіди типу MeC та усуває карбідні сітки по межах вихідних гранул у структурі зразків.

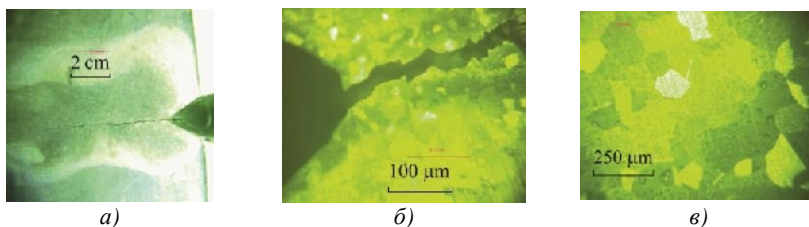


Рис. 1. Стадії зародження (а; б) та характерна мікроструктура досліджуваного сплаву типу Ni56Cr14Co15Mo5Al3Ti3 (ЕП-741НП) (в)

За циклічного навантаження визначено параметри рівняння Періса (c та n), що описують лінійну ділянку кінетичної діаграми (стабільного

підростання тріщини втоми) за різних режимів наводнювання та вмісту залишкового водню. Зазначені залежності використано для консервативного оцінювання середніх значень параметрів тріщиностійкості.

УДК 539.3

THE INFLUENCE OF BASALT FIBRES IN CONCRETE ON STRESS INTENSITY FACTOR AND COD BY BRAZILIAN TEST

Anna Bernatowicz, Andrzej Kazberuk

*Politechnika Białostocka,
Wiejska 45 E, 15-351 Białystok, Poland*

This paper presents the analysis of the influence of the basalt – fibres addition to concrete on fracture mechanics parameters such as stress intensity factor and crack opening displacement (COD). Research was carried out as Brazilian test, so taken into consideration was opening mode.

Nowadays, basalt fibres as addition to concrete are more and more popular due to their special features. They have high heat resistance, perfectly deal with corrosion and they are quite cheap [Kosior – Kazberuk 2017]. The aim of this paper was to analyse and compare two fracture mechanics parameters: critical stress intensity factor (K_{Ic}) and critical crack opening displacement (COD_c). The first one describes stress criterion and the second one deformation criterion [Seweryn 2004; Savruk, Kazberuk 2017].

In research, as samples 150 mm width and 50 mm thick discs were used. In the centre of disk was made a notch. The lengths of notches were 15, 45 and 75 mm and the width was about 2 mm. The addition of basalt fibres was 2, 4 or 8 kg/m³. Concrete without fibres was also analysed. In Brazilian test occurs only tensile stress so that is clear opening mode. The procedure was carried out according to RILEM [Shah, 1990]. Stress intensity factors were calculated by formula [Karihaloo 2003, Atahan et al. 2005]. Crack opening displacements were registered by extensometers and digital image correlation system (ARAMIS 3D GOM).

Results show that basalt fibres improves fracture mechanics parameters such as stress intensity factor and COD . The most effective additions are amounts: 2 and 4 kg/m³. Stress intensity factor could be treated as material

feature only for plain concrete. Fibre concretes results are more diversified. They strongly depend on the length of notch.

1. Kosior – Kazberuk M., *Właściwości mechaniczne betonu zbrojonego włóknem bazaltowym*, *Materiały Budowlane*, 2017, nr 5, s. 79 – 80. 2. Seweryn A., *Modelowanie zagadnień kumulacji uszkodzeń i pękania w złożonych stanach obciążeń*, 2004, wyd. Politechniki Białostockiej. 3. Savruk M.P., Kazberuk A., *Stress Concentration at Notches*, 2017, Springer. Shah S.P., *Size – effect method for determining fracture energy and proces zone size of concrete*, *RILEM TC 89-FMT, Materials and Structures*, 1990, nr 23, s. 461 – 465. 4. Karahaloo B., *Comprehensive Structural Integrity, Failure of Concrete*, 2003, Vol. 2, s. 477 – 548. 5. Atahan H. N. et al., *Mode I and mixed mode fracture studies in brittle materials using the Brazilian disc specimen*, *Materials and structures*, 2005, nr 38.3, s. 305 – 312.

УДК 539.3

АНАЛІЗ ПРУЖНОЇ РІВНОВАГИ АНІЗОТРОПНОГО ШАРУ З ТРИЩИНОЮ ЗА ПОЗДОВЖНЬОГО ЗСУВУ З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДУ ПРЯМОГО ВИРІЗУВАННЯ

**ELASTIC EQUILIBRIUM ANALYSIS OF ANISOTROPIC LAYER
WITH A CRACK AT LONGITUDINAL SHEAR USING THE DIRECT
CUTTING-OUT METHOD**

Кирил Васільєв¹, Георгій Сулим²

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

²*Львівський національний університет ім. І.Франка,
вул. Університетська 1, м. Львів, 79000, Україна.*

Developed earlier direct cutting-out method was extended to solve mode iii problems of anisotropic bodies with cracks. The verification of the developed approach was carried out on the problem of longitudinal shear of anisotropic layer with a crack.

Розроблений раніше аналітико-числовий метод прямого вирізування поширено на задачі пружної рівноваги анізотропних тіл з тонкими дефектами структури за поздовжнього зсуву. Ідея методу полягає у формуванні обмеженого тіла з тонкими неоднорідностями за допомогою

простору чи кусково-однорідного простору з системою тріщин та абсолютно жорстких включень великих, але скінченних лінійних розмірів. За допомогою таких неоднорідностей формуємо межі досліджуваного тіла. Крайові умови першого чи другого роду задаємо навантажуючи береги тріщин, чи задаючи переміщення берегів абсолютно жорстких включень відповідно. У такий спосіб ми збільшуємо результуючу кількість сингулярних інтегральних рівнянь, проте спрощуємо й уніфікуємо вигляд їхніх ядер у порівнянні з безпосереднім розв'язуванням задачі для геометрично складного тіла з тонкими неоднорідностями.

Раніше метод прямого вирізування був успішно апробований на задачах поздовжнього зсуву ізотропних тіл, зокрема шару, клина та бруса з тонкими дефектами. Тут на прикладі дослідження поздовжнього зсуву анізотропного шару зі симетрично навантаженою тріщиною вивчається застосування запропонованого підходу до анізотропних тіл.

Розглядається анізотропний шар з вільними від навантаження межами і паралельною до них симетрично навантаженою тріщиною. Згідно методу прямого вирізування задача зводиться до знаходження напружено-деформованого стану простору з трьома тріщинами.

Для анізотропного середовища з пружними характеристиками матеріалу a_{ij} ($i, j = 4, 5$) напружений стан простору з трьома паралельними до осі абсцис неоднорідностями L_j подамо у вигляді [1]:

$$\sigma_{yz} + i\sigma_{xz} = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^3 \left[\left(g_p t_5^j(z) - \bar{g}_m t_5^j(\bar{z}) \right) + \frac{i}{a_{55}\alpha} \left(g_p t_6^j(z) + \bar{g}_m t_6^j(\bar{z}) \right) \right].$$

Тут

$$t_r^j(z) = \frac{1}{\pi} \int_{L_j} \frac{f_r^j(t) dt}{t - z^j} \quad (r = 5, 6; j = 1, 2, 3), \quad g_p = \beta + i(\alpha + 1),$$

$$g_m = \beta + i(\alpha - 1), \quad z^j = x - x_{0j} + (\beta + i\alpha)(y - y_{0j});$$

$$\alpha = \frac{\sqrt{a_{44}a_{55} - (a_{45})^2}}{a_{55}}, \quad \beta = \frac{a_{45}}{a_{55}},$$

де f_r^j ($r = 5, 6$) – невідомі функції стрибків напружень і похідних від переміщень для j -го дефекта; x_{0j}, y_{0j} ($j = 1, 2, 3$) – координати центрів.

З використанням формули Сохоцького-Племелі та відомих значень напружень на берегах тріщин задача зводиться до розв'язування системи

шести сингулярних інтегральних рівнянь стосовно невідомих функцій стрибків. Додаткові умови рівноваги та однозначності переміщень при обході навколо кожного з дефектів дають змогу розв'язати результуючу систему, зокрема методом колокацій. Проаналізовано збіжність коефіцієнта інтенсивності напружень дослідженої тріщини для різних геометричних і фізичних параметрів змодельованого шару.

I. Sulym G., Shevchuk S. Antiplane problem for anisotropic layered media with thin elastic inclusions under concentrated forces and screw dislocations // J. Theor. And Appl. Mech. – 1999. – 37, № 1. – P. 47–63.

УДК 539.3

ТЕМПЕРАТУРНЕ ПОЛЕ І НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ТРУБЧАСТИХ КРИВОЛІНІЙНИХ СТРИЖНЕВИХ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН І ІНЖЕНЕРНИХ СПОРУД

TEMPERATURE FIELD AND STRESSED-DEFORMED STATE OF TUBULAR CURVILINEAR ROD ELEMENTS OF MACHINES AND ENGINEERING STRUCTURES

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 temperature field and the stressed-deformed state of the pipeline
have been investigated*

Криволінійні стрижні трубчастих перерізів входять до складу різних машин, інженерних споруд та інших технічних систем (патрубки, гини трубопроводів тощо). Елементи такого типу в багатьох випадках експлуатуються в умовах підвищених температур. Тому питання дослідження їхнього температурного стану і міцності є досить важливим. Зрозуміло, що для достатньо повного дослідження термопружного стану таких конструктивних елементів необхідно – на першому етапі –

отримати розв'язок відповідної задачі теплопровідності з наступним використанням отриманих розв'язків, як складових навантаження, під час розв'язування задачі визначення напружено-деформованого стану.

Доповідь присвячена дослідженню температурного поля і термопружного стану складеного стрижня трубчастого перерізу, вісь якого є дугою кола, яка спряжена з двома променями (криволінійною частиною цього стрижня моделюється гин трубопроводу); цей стрижень знаходиться в умовах конвективного теплообміну з зовнішнім середовищем і середовищем, яке протікає у середині нього. Для визначення температурного поля були використані рівняння теплопровідності брусів великої кривини, отримані раніше.

Під час визначення напружено-деформованого стану криволінійної частини бруса були використані рівняння термопружності криволінійних стрижнів, в які, замість інтегральних характеристик температури, були внесені їхні вирази, отримані в процесі розв'язування задачі теплопровідності. Для знаходження сталих інтегрування в отриманому розв'язку задачі термопружності були використані умови, що в кінцевих перерізах криволінійної частини бруса відсутні радіальні і тангенціальні переміщення, а також повороти цих перерізів.

Було проведено параметричне дослідження отриманих розв'язків. Отримані числові результати показують, що значення середньої температури на криволінійній і прямолінійній ділянках трубопроводу несуттєво залежить від його кривини. Температурний аналог згинального моменту (перепад) є тільки в зоні гину трубопроводу і прямує до нуля при віддаленні від цієї зони. В розглянутому випадку (температури омиваючих середовищ сталі, поперечний переріз трубопроводу обмежений концентричними колами) він зумовлений тільки кривиною; цією обставиною, очевидно, і пояснюється його відносно невелика величина (врахування температурного перепаду при визначенні температури дає поправку 7 – 9%).

Було проведено також дослідження впливу різних параметрів і на внутрішні зусилля в гині трубопроводу. Отримані числові результати показують, зокрема, що:

- критерії Біо по-різному впливають на напружений стан: зі збільшенням критерію Біо, що характеризує тепловіддачу з зовнішньої поверхні гину, абсолютні значення згинального моменту, поздовжньої та поперечної сил зменшуються, а з ростом критерію Біо, який характеризує тепловіддачу з внутрішньої поверхні гину, – збільшується;

- існує такий переріз гину, в якому згинальний момент змінює свій знак, положення цього перерізу залежить від геометричних

параметрів гину, кривини його осі, відношення радіусів поперечного перерізу, кута, який характеризує величину кривини трубопроводу, і практично не залежить від критеріїв Біо;

– існують такі значення кута, при яких найбільші значення згинального моменту і поперечної сили в гині досягають своїх максимумів;

– значення згинального моменту в гині трубопроводу у фіксованому перерізі залежать від геометричних параметрів поперечного перерізу.

УДК 620.197.5: 669.788

**МЕТОДИКА ОЦІНЮВАННЯ ЦИКЛІЧНОГО РЕСУРСУ
ЕЛЕМЕНТІВ ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ З
УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ВОДНЮ**

**METHODS OF ASSESSMENT CYCLICAL RESOURCE ELEMENTS OF
POWER EQUIPMENT WITH THE INFLUENCE OF HYDROGEN**

Оксана Гембара¹, Ольга Чепіль¹, Тарас Гембара², Ярослав Сапужак¹

¹*Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79601, Україна;*

²*Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, 79000, Україна.*

The cyclic resource of the structural elements from exposure to the entire spectrum of unsteady regimes during its operation estimated using the criterion of limit accumulated damage. It was established that hydrogen accelerates the accumulation of damage of structural elements the operation at planned stops metal boiler 20 ... 30% and emergency stop 30... 40%.

Внаслідок опромінення матеріалу корпусу реактора збільшується вплив адсорбованого водню на пластичність. Джерелами наводнювання матеріалу, зокрема корпусів атомних реакторів, є водень, який утворюється внаслідок електрохімічних реакцій, а також водень металургійного і технологічного походження.

У доповіді пропонується методика оцінювання ресурсу елементів енергетичного обладнання за термоцикловання і наводнювання, основу

якої складає енергетичний критерій руйнування та модель деформування елементів конструкцій в умовах взаємодії матеріалу цих конструкцій з водневмісним середовищем. За міру пошкодженості прийнято відношення енергії пружно-пластичного деформування локального об'єму до її критичного значення:

$$\omega = W(x, y, z, t) / W_C^H. \quad (1)$$

Енергія пружно-пластичного деформування визначається за гіпотезою Пальмгрена-Майнера

$$W(x, y, z, t) = \sum_{i=1}^N \Delta W_i(x, y, z, t), \quad (2)$$
$$\Delta W(x, y, z, t) = \iiint_V \Delta \sigma_e(x, y, z, t) \varepsilon_e(x, y, z, t) dV,$$

де $\Delta \sigma_e$ – приріст еквівалентних напружень в локальному об'ємі елемента за один цикл навантаження; ε_e – еквівалентні деформації в локальному об'ємі елемента за один цикл навантаження, які залежать від механічних навантажень, температурного поля і концентрації водню:

$$\varepsilon(x, y, z, t) = \varepsilon_p(x, y, z, t) + \varepsilon_T(x, y, z, t, T) + \varepsilon_H(x, y, z, t, C_H, \sigma_H, T). \quad (3)$$

Руйнування елемента об'єму матеріалу настане в результаті досягнення рівності:

$$\omega(x_*, y_*, z_*, t_*) = 1. \quad (4)$$

Враховуючи ефект Горського та експериментальні результати, зміну деформації від концентрації водню моделюємо лінійним законом: $\varepsilon_H = A C_H$, де A – коефіцієнт концентраційного водневого розширення.

Ця методика дає можливість у стислі терміни проаналізувати поведінку того чи іншого конструктивного елемента з пошкодженням або ремонтною вибіркою матеріалу за умов моделювання експлуатаційних параметрів, та отримати експертну оцінку запасу його міцності. Ці дані використовують, приймаючи рішення про можливість тимчасового продовження термінів експлуатації або потреби в заміні вузлів та елементів енергетичного обладнання з пошкодженнями, а також для вироблення рекомендацій щодо відповідних ремонтних заходів (вибору раціональних за напруженнями геометричних параметрів вибірок).

За допомогою розроблених засобів комп'ютерного моделювання деформування термомеханічних систем за дії комплексного навантаження в доповіді подано результати оцінювання впливу водню на напружено-деформований стан колектора барабана котла за умов експлуатації з

урахуванням фізично нелінійного деформування, наводнювання металу, реальної геометрії колектора і різних форм «вибірок», нагромадження пошкодженості в ньому та час його експлуатації. Обчислено значення параметра накопиченої пошкодженості металу барабана за різних режимів експлуатації. Встановлено, що водень пришвидшує нагромадження пошкодженості і зменшує час експлуатації металу за планової зупинки котла на 20 – 0%, а за аварійної зупинки – на 30 – 40%.

УДК 622.691.4

ВИВЧЕННЯ ВПЛИВУ РЕМОНТНИХ ТЕХНОЛОГІЙ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ОБ'ЄКТІВ ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

THE INVESTIGATION OF THE REPAIR TECHNOLOGIES INFLUENCE
ON LONG-TERM OPERATED OBJECTS DURABILITY

Роман Грабовський, Ярослав Федорович, Ігор Федорович

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
бул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна*

The steel gas pipelines repair method, which complicates the formation of fatigue and corrosion-fatigue cracks in the treated surface of these pipes is proposed.

Однією з причин аварійних ситуацій на магістральних газопроводах (МГ) є режими їх експлуатації, які характеризуються як низькочастотною, так і високочастотною зміною внутрішнього тиску, а також незначною, а в окремих випадках значною, амплітудою його зміни. Крім цього, причиною виникнення аварійних ситуацій на нових трубопроводах є недотримання правил їх проектування і будівництва трубопроводів, а експлуатованих – є утворення корозійних дефектів зумовлених локальним місцевим корозійним пошкодженням металу у процесі тривалої експлуатації під впливом ґрунтових та поверхневих вод [1].

Досліджували експлуатовану трубу ($D = 1020$ мм, $t = 12$ мм) МГ „Київ–Західна Україна I нитка”. Фрагмент труби після 41 року експлуатації був вирізаний із заміненого дефектного переходу та прилеглої ділянки загальною довжиною 127 метрів через автомобільну дорогу Тернопіль – Скалат.

Після піскоструменевої обробки поверхні досліджених фрагментів газопровідних труб при оптимальному для них режимі (55 с), з метою захисту від корозії та збільшення адгезії ізоляційного покриття до металу фрагментів труб, наносили ґрунтовку. Після її висихання на поверхню металу наносили модифіковану мастику в складі бітумно-полімерної мастики та інгібітора „Г” у співвідношенні 1:0,05 мас.%. Для зміцнення поверхні газопроводів на модифіковану мастику додатково наклеювали ізоляційну стрічку.

Досліджували накопичення втомних пошкоджень за жорсткою схемою навантажування консольним згином з амплітудами деформації $a = 3,5 \dots 4,8$ мм при циклічному пружно-пластичному деформуванні металу труб, зміцнених піскоструменевою обробкою як протикорозійно не оброблених поверхонь фрагментів труб, так і оброблених протикорозійною мастикою. Дослідження зразків (фрагментів труб) зі сталі 17Г1С, проводили за циклічної частоти $f = 3,0$ Гц та $\sigma = 368$ МПа. Корозійним середовищем слугувала модель ґрунтової води – NS4 (рН6,7) NS4 (0,483 NaHCO_3 g/l; 0,120 KCl; 0,137 CaCl_2 ; 0,131 $\text{MgCl}_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$).

У результаті втомних випробувань у корозійному середовищі NS4 фрагментів експлуатованих труб, що містили концентратори напружень, як зміцнених піскоструменевою обробкою поверхонь, так і зміцнених і оброблених спеціальною ґрунтовкою та модифікованою мастикою відбувалося руйнування в обох випадках.

Таблиця 1. Результати експерименту на втомну міцність зміцнених при оптимальному режимі поверхонь фрагментів газопровідних труб з нанесеними концентраторами в корозійному середовищі NS4

Стан поверхні труби	T, час обробки, с	N, цикли	Результат експерименту
експлуатована, зміцнена	55 с	$1,98 \cdot 10^6$	руйнування
експлуатована, зміцнена з нанесеною модифікованою мастикою	55 с	$5,31 \cdot 10^6$	руйнування

Встановлено, що кількість циклів до руйнування поверхнево зміцнених та оброблених протикорозійно досліджених фрагментів експлуатованих труб більша в 2,7 рази від поверхнево зміцнених, але не оброблених протикорозійно фрагментів газопровідних труб.

І. Крижанівський Є. І., Никифорчин Г. М. Корозійно-воднева деградація нафтових і газових трубопроводів та її запобігання: наук.-техн. пос. у 3-х т. – Т. 2: Деградація газопроводів та її запобігання. – Івано-Франківськ: Нац. техн. ун-т нафти і газу, 2012. – 433 с.

УДК 621.1

**НАПІВЕМПІРИЧНЕ ОЦІНЮВАННЯ ЗОВНІШНІХ АКУСТИЧНИХ
НАВАНТАЖЕНЬ У ЗОНІ КОРИСНОГО ВАНТАЖУ ПРИ СТАРТІ**

SEMI-EMPIRICAL ESTIMATION OF EXTERNAL ACOUSTIC LOADS IN
PAYLOAD ZONE AT THE START

Віктор Грінченко, Тетяна Батутіна, Денис Бондар, Валерій Олійник

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

A critical analysis of NASA SP-8072 acoustic estimation methodology is suggested. The analysis is based on sound diffraction calculations and new rocket engine firing test results published by acoustic researchers around the globe. A calculation error of NASA's methodology is estimated and a correction of its algorithm is suggested.

У доповіді розглянуто і оцінено алгоритм розрахунку акустичних навантажень при старті ракет-носіїв, представленому у відомій методології SP-8072, що була створена у 70-х роках у НАСА.

Аналіз методології НАСА було проведено з урахуванням результатів вогневих випробувань ракетних двигунів та теоретичних досліджень в області генерації і поширення акустичних хвиль, проведених різними іноземними дослідниками.

У результаті аналізу було виявлено похибки дослідженої методології та запропоновано низку уточнень в алгоритмі її розрахунку.

УДК 539.3

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ КОНСТРУКЦІЙ РАКЕТНО–
КОСМІЧНОЇ ТЕХНІКИ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ
МАТЕРІАЛІВ**

ENSURING STRENGTH OF AEROSPACE STRUCTURES USING
POLYMER COMPOSITE MATERIALS

**Олександр Дегтярев, Дмитро Клименко, Володимир Сіренко,
Володимир Харченко**

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

As a result of cooperation between Yuzhnoye Design Office and research institutions of National Academy of Sciences of Ukraine, a specialized innovative set of theoretical and experimental methods to research aerospace structures using polymer composite materials was created.

В останні роки найбільш перспективними матеріалами для застосування в авіаційній і ракетно-космічній техніці (РКТ) є полімерні композиційні матеріали (ПКМ). Значною перевагою ПКМ у порівнянні з металами є можливість проектувати потрібні властивості ПКМ у напрямку дії максимальних навантажень. Розроблення, дослідження механічної поведінки й обґрунтоване використання у відповідальних конструкціях РКТ нових ПКМ, завдяки їхнім унікальним властивостям, істотно підвищують основні тактико-технічні характеристики РКТ, надають значного поштовху для розвитку ракетно-космічної промисловості взагалі.

Для вирішення проблемних питань, які стоять перед ДП «КБ «Південне» при створенні конструкцій РКТ з ПКМ розроблений і затверджений довгостроковий план співпраці ДП «КБ «Південне» з установами Національної академії наук України. В результаті співпраці створений новітній спеціалізований комплекс розрахунково-теоретичних і експериментальних методів досліджень конструкцій з ПКМ. Комплекс складається з блоків: проектування і дослідження властивостей ПКМ, розрахункових методів проектування і аналізу конструкцій з ПКМ, експериментальних методів дослідження конструкцій з ПКМ.

Для ефективного впровадження нових перспективних ПКМ в розроблювані в ДП «КБ «Південне» конструкції РКТ у співпраці з Інститутом проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України (ІПМіц) розроблено та удосконалено експериментальне обладнання й устаткування для випробувань міцності композиційних матеріалів і елементів конструкцій, створені спеціалізовані інформаційно-вимірювальні системи та комплекс спеціального програмного забезпечення, розвинуті методики випробувань композиційних матеріалів і елементів конструкцій. В результаті досліджень перспективних ПКМ одержані невідомі раніше дані

про властивості новітніх матеріалів на вуглецевій основі в широкому температурному діапазоні та розроблені технічні умови на вуглепластик для виготовлення силової оболонки ракетного двигуна твердого палива.

Для максимального використання переваг ПКМ в ДП «КБ «Південне» у співпраці з Інститутом прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача НАН України та Інститутом проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України розроблені уточнені теорії, нові методи та математичні моделі розрахунку навантажень та міцності конструкцій РКТ з КМ за дії статичних і динамічних навантажень та нагріву. На основі розроблених та удосконалених методик і методологій розрахунку напружено-деформівного стану конструкцій з ПКМ проведені численні дослідження механічного стану відповідальних силових конструкцій РКТ (ракетних двигунів твердого палива, міжступеневих відсіків, головних обтічників тощо) за умов експлуатації. Проведена оптимізація конструкцій, що дозволило розробити конструкції мінімальної маси при забезпеченні їх необхідної міцності.

У ДП «КБ «Південне» випробування конструкцій РКТ на міцність проводяться згідно з загальним планом відпрацювання міцності, комплексними програмами експериментального відпрацювання ракети та її складових частин за програмами-методиками експериментального відпрацювання міцності критичних елементів конструкцій РКТ з ПКМ на зразках, моделях, фрагментах, деталях та натурних об'єктах, встановлюється обсяг та послідовність випробувань. Для верифікації механічного стану конструкцій РКТ з ПКМ за результатами натурних випробувань на міцність розроблені достовірні методики, які базуються на сучасних методах і системах вимірювань параметрів при випробуваннях, а також розрахунках напружено-деформованого стану конструкцій для умов випробувань. Впровадження спеціалізованого комплексу розрахунково-теоретичних і експериментальних методів досліджень дозволило створити надійні та ефективні зразки РКТ, оптимізувати обсяги і терміни експериментального відпрацювання міцності конструкцій РКТ з ПКМ.

УДК 629.45.027.35

ЗАСТОСУВАННЯ МАГНІТО-РЕОЛОГІЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ У КЕРОВАНИХ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКАХ КОЛИВАНЬ

APPLICATION OF MAGNETO-RHEOLOGICAL ELEMENTS IN
CONTROLLED DVA'S

Богдан Дівесєв, Ігор Вельган, Ігор Коник, Ярослав Пелєх

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

The paper deals with the methods of calculation and optimization of vibration processes by application of dynamic vibration absorbers (DVA) with control. Magneto-rheological viscoelastomers (MRVE) are used in sandwich plates for vibration control. The dynamic behavior of MRVE is controlled by a applied magnetic field.

Упродовж останнього століття, виходячи з важливої ролі динамічних гасників коливань (ДГК), проведені численні дослідження для оцінювання застосування керованих ДГК як протидії вібрації [1 – 3]. Особливо важливу роль у застосуванні ДГК відіграє їх налаштування на частоту. Це може бути як резонансна частота об'єкта віброгасіння, так і робоча частота коливань (звичайно 50 Гц) [4]. Розглянуто ефект впливу магнітного поля на частоту і коефіцієнт втрат для різних магніто-реологічних (МР) наповнювачів і зовнішніх шарів матеріалів та при різному закріпленні шаруватої пластини з МР прошарком. Представлений новий метод точного визначення динамічних характеристик багатошарових пластинок при циліндричному згині. Цей метод є адаптивним і не заснований на строгих припущеннях про моделі пластини [5, 6]. Описана уточнена теоретична модель включає деформації кожного шару, які враховують ефекти деформації поперечного зсуву, поперечної нормальної деформації і нелінійних змін зміщення щодо координати товщини. Наведена верифікація цієї моделі з МСК. На підставі уточнених розрахункових схем визначено вплив магнітного поля в шаруватій балці на її частотний спектр і демпфування [7]. Розглянуто низку балок з різними матеріалами МР і жорстких шарів: алюміній, мідь, композит. Матеріал МР шарів розглянутий чотирьох типів. Перші три – це матеріали з частотнезалежними параметрами, четвертий – із залежними від частоти і напруженості магнітного поля модулями. Розглядалася консольно і вільно оперта балка. П'ятишарова балка має дещо більше демпфування від тришарової з подібним розподілом матеріалів (сумарна товщина МР шарів і жорстких шарів – однакова) при малих магнітних полях.

Розглянута можливість застосування МР елементів у двох схемах вібропоглинання: в класичній схемі: маса на консольній балці з керованою жорсткістю та двокординатна схема з пружними опорами у вигляді балок-ресор з керованою жорсткістю. Якщо ДГК першого типу в основному застосовуються в обертових машинах, то двокоординатні ДГК ефективні при гасінні коливань висотних споруд [8].

1. Ден-Гартог Дж.П. *Механические колебания*. - М.: Физматгиз, 1960. - 580 с. 2. Тимошенко С.П. *Колебания в инженерном деле*. -М.: Наука, 1967.-444с. 3. *Вибрації в техніке: Справочник*. Т. 6. *Защита от вибрации и ударов /Под ред. К.В. Фролова*. - М.: Машиностроение, 1981. - 456 с. 4. Bohdan Diveyev. *Impact and particle buffered vibration absorbers optimization and design*. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science*.Vol.1., №2, pp. 35-50. 5. Bohdan Diveyev, Solomija Konyk, Malcolm J. Crocker. *Dynamic properties and damping predictions for laminated plates: High order theories – Timoshenko beam*. *Journal of Sound and Vibration* 413 (2018) 173-190. 6. Б. М. Дівеєв, І.С. Козут, І. Б. Бутутер, Г.Т.Черчик *Розсіяння енергії в шаруватих балках при згині*. *Фізико-хімічна механіка матеріалів*, Т.52, №6, 2016. 7. Б. М. Дівеєв, Ш.С. О.З. Горбай І. Б. Бутутер, Г.Т.Черчик *Визначення динамічних характеристик балок з магніто-реологічними прошарками*, *Фізико-хімічна механіка матеріалів*, (в друці). 8. Bohdan Diveyev. *Semi-active vibration absorbers for the high-rise objects*. *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science*.Vol.4., 2018, №1., pp. 71-104.

УДК 629.45.027.35

РОЗРАХУНОК ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ КОЛИВАНЬ РІЗНИХ ТИПІВ

DIFFERENT DVA's TYPES CALCULATION AND OPTIMIZATION

Богдан Дівеєв¹, Ігор Дорош², Михайло Котів¹, Геннадій Черчик³

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

² *ПП «Дора», м. Львів;*

³ *Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79060, Україна*

The paper deals with the methods of calculation and optimization of vibration processes for different DVA's types and for different applications.

Mathematical model based on experiments for the vibration level decreasing by means of dynamic vibration absorbers is proposed.

Упродовж останнього століття, виходячи з важливої ролі ДГК в гасіння вібрації, проведені численні дослідження для оцінювання застосування пасивних, активних та напіваактивних абсорберів як протидії вібрації [1 – 3]. Нижче наведені різні типи ДГК, отримані на основі адаптивних розрахункових схем [4, 5].

Мобільні машини з подовгастими елементами. На основі раніше відомих та отриманих авторами математичних моделей динаміки та міцності складних конструкцій, розв'язується задача багатокритеріального раціонального проектування штанги обприскувача, пожежного підйомника з ДГК. Розглянуто питання стабілізації у горизонтальній площині основного елемента конструкції агрегату – великогабаритної штанги у режимах динамічного навантаження при переміщенні обприскувача по рельєфу поля. З цією метою розроблено ефективний компактний ДГК коткового типу. Цей ДГК випробуваний у лабораторних умовах на крилі штанги обприскувача і показав відмінні якості.

Вдосконалення експлуатаційних характеристик насосних установок засобами вібропоглинання. На основі попереднього теоретико-експериментального аналізу розроблені теоретико-експериментальні методи для зменшення вібрації насоса за рахунок оптимально спроектованого ДГК. Показано, що оптимальні значення частот ДГК не обов'язково співпадають з робочою частотою 50 Гц, чи навіть близькі до робочої частоти. Оптимальне значення частоти ДГК розташоване в околі частоти $f_A = 47$ Гц; Оптимізований ДГК дозволив зменшити на порядок амплітуду коливання насоса на робочій частоті 50 Гц.

Оптимізація турелі кулемета з ДГК. Основною метою даної роботи є розроблення низки конструкцій вібропоглинальних пристроїв та схем оптимального їх розташування на турелях вібронавантажених військових машин з метою зменшення вібронавантаженості кулеметів при стрільбі сходу.

ДГК для висотних споруд. Розроблено також низку широко-частотних ДГК для вібронавантажених висотних споруд [6].

1. Ден-Гартог Дж.П. *Механические колебания*. - М.: Физматгиз, 1960. - 580 с. 2. Тимошенко С.П. *Колебания в инженерном деле*. - М.: Наука, 1967. - 444с. 3. *Вибрации в технике: Справочник*. Т. 6. *Защита от вибрации и ударов /Под ред. К.В. Фролова*. - М.: Машиностроение, 1981. - 456 с. 4. Bohdan Diveyev. *Impact and particle buffered vibration absorbers optimization and*

design. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science. Vol.1., №2, pp. 35-50. 5. Bohdan Diveyev. Semi-active vibration absorbers for the high-rise objects. Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science. Vol.4., 2018, №1, pp. 71-104. 6. Спеціалізована БД "Винаходи (корисні моделі) в Україні".

УДК 539.3

**УМОВИ ВІДСУТНОСТІ ТЕРМОНАПРУЖЕНЬ У
НЕОДНОРІДНОМУ ЗА ТОВЩИНОЮ БЕЗМЕЖНОМУ ШАРІ ПРИ
СТАЦІОНАРНОМУ ТЕПЛОВОМУ НАВАНТАЖЕННІ**

**THE CONDITIONS FOR THE ABSENCE OF STRESSES IN AN
INHOMOGENEOUS THROUGH THICKNESS INFINITE LAYER AT
STEADY THERMAL LOADING**

Богдан Калиняк

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

The relations under thermal, force loading and thermo-mechanical characteristics, leading to the absence of stresses at steady thermal loading in the inhomogeneous through thickness infinite layer were obtained. The numerical results were obtained for really existing functionally graded materials.

Сучасні технології дають можливість виготовляти матеріали зі заданими розподілами їхніх характеристик. Це, зокрема, композити та функціонально-градієнтні матеріали. Ця можливість робить актуальними задачі оптимізації теплових навантажень та характеристик матеріалів для продовження терміну експлуатації виготовлених з них виробів.

Тому виникає проблема підбору такого температурного поля матеріалу, коли відомі залежності характеристик матеріалу від координати, або характеристик неоднорідного матеріалу за заданих теплових і, можливо, силових навантажень, які б мінімізували або забезпечували відсутність однієї зі складових напружень чи переміщень.

Розглянуто неоднорідну за товщиною нескінченну плиту із залежним від поперечної координати температурним полем та заданими на її поверхнях силовими і тепловими навантаженнями. Отримано точний аналітичний вираз, який зв'язує температурне поле, термомеханічні характеристики матеріалу, поздовжні компоненти тензора напружень, температурне поле та силові навантаження, який забезпечує відсутність напружень у плиті. Цей вираз є розв'язком інтегрального рівняння Фредгольма другого роду, отриманого з відомих виразів для поздовжніх напружень.

Вираз для температурного поля повинен бути розв'язком відповідної задачі теплопровідності. Після підставлення згаданого виразу для температурного поля у стаціонарне рівняння теплопровідності та умови теплообміну на межах, встановлено зв'язок між тепловими навантаженнями і термомеханічними характеристиками неоднорідного матеріалу, які забезпечують при відсутності масових сил і осьових силових навантажень відсутність поздовжніх напружень у плиті, а також умови узгодження теплових навантажень.

У випадку сталого температурного поля отримано точний аналітичний вираз для характеристик матеріалу в рамках моделі простої суміші, які забезпечують нульові напруження у плиті. Проведені відповідні числові розрахунки характеристик існуючих неоднорідних матеріалів, які забезпечують відсутність напружень.

УДК 539.4

ПРО ДЕЯКІ СТАТИСТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МІЦНОСТІ АНІЗОТРОПНИХ МАТЕРІАЛІВ ЗА УМОВ СКЛАДНОГО НАПРУЖЕНОГО СТАНУ

**ABOUT SOME STATISTICAL CHARACTERISTICS OF ANISOTROPIC
MATERIALS STRENGTH UNDER CONDITIONS OF COMPLEX STRESS
STATE**

Роман Квіт

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

An algorithm for the strength statistical characteristics determination of the anisotropic materials under conditions of flat deformation is considered. The influence of the applied loading type, the size of composite materials and the heterogeneity of their structure are investigated.

Розглянуто пластину з анізотропного матеріалу, який є ортотропним за своїми пружними властивостями. Пластина знаходиться за умов дії рівномірно розподіленого по краях навантаження P та $Q = \eta P$ (плоска деформація). У матеріалі композита рівномірно розподілені тріщини з найбільш імовірною орієнтацією у напрямку армування. Тріщини характеризуються статистично незалежними випадковими параметрами – кутом орієнтації α та довжиною $2l$. Розрахунки проведено для склопластиків на кордній основі, для яких експериментальними даними підтверджено поширення тріщин вздовж головного напрямку армування (осі ортотропії ox).

Середнє значення руйнівного навантаження композита, у якому рівномірно розподілені N дефектів, що не взаємодіють між собою, визначається так:

$$\langle P \rangle = \int_0^{P_{\max}} \left(1 - \frac{1}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{\lambda^{3/2}}{\cos^2 \alpha + \lambda^3 \sin^2 \alpha} \left(1 - \Phi \left(\frac{S(P, \eta, \alpha) - \langle S \rangle}{\sqrt{D(S)}} \right) \right) d\alpha \right)^N dP. \quad (1)$$

Дисперсія та коефіцієнт варіації руйнівного навантаження композита мають вигляд

$$D(P) = 2 \int_0^{P_{\max}} \left(1 - \frac{1}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{\lambda^{3/2}}{\cos^2 \alpha + \lambda^3 \sin^2 \alpha} \left(1 - \Phi \left(\frac{S(P, \eta, \alpha) - \langle S \rangle}{\sqrt{D(S)}} \right) \right) d\alpha \right)^N P dP - \langle P \rangle^2; \quad (2)$$

$$W(P) = \sqrt{D(P)} / \langle P \rangle. \quad (3)$$

Тут $\lambda = \frac{E_x}{E_y} > 1$, $\Phi(S)$ – функція Лапласа, $S = S(P, \eta, \alpha)$ – параметр

структури композита, який є випадковою величиною і визначається з критерію руйнування, вираженого через компоненти макронапружень $[\sigma_{ij}]$ [1]

$$[\sigma_{11}] \sin^2 \alpha + [\sigma_{22}] \cos^2 \alpha + [\sigma_{12}] \sin 2\alpha = \sigma_{cr},$$

де σ_{cr} – міцність досліджуваного композита.

Рівняння діаграми граничного стану, яка відповідає заданій ймовірності зруйнування P_f композита з N тріщинами

$$\frac{1}{\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \frac{\lambda^{3/2}}{\cos^2 \alpha + \lambda^3 \sin^2 \alpha} \left(1 - \Phi \left(\frac{S(P, \eta, \alpha) - \langle S \rangle}{\sqrt{D(S)}} \right) \right) d\alpha = 1 - \sqrt[3]{P_f}, \quad Q = \eta P. \quad (4)$$

Досліджено вплив виду прикладеного навантаження, розмірів композитного матеріалу та неоднорідності його структури на статистичні характеристики міцності, отримані за співвідношеннями (1) – (4), зокрема, побудовані діаграми граничного стану для різної кількості дефектів, що відповідають заданій ймовірності руйнування. Проаналізовано вплив ортотропії матеріалу.

1. Квіт П.І. Статистичний підхід до оцінки надійності конструкційних матеріалів. // Вісник НУ «Львівська політехніка». – 2000. – № 407. – С. 93-96.

УДК 621.9

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБЛЮВАННОСТІ ТА ПОШКОДЖУВАННОСТІ Ni-Co СПЛАВІВ

INVESTIGATION OF MECHANICAL PROCESSING AND DAMAGEABILITY OF Ni-Co ALLOYS

Валерій Колесніков^{1,2}

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

²Луганський національний університет ім. Тараса Шевченка,
площа Гоголя, 1, м. Старобільськ, 92703, Україна

The ability of sintered granulated Ni-Co alloys to mechanical processing was investigated. It is found that during drilling of alloys on dry it is impossible to get a hole in the sample, in contrast to steel 45. However, adding water or lubricating and cooling liquid can significantly improve machining and increase the life of the drill. The dimensions and morphology of cutting products for different machining conditions are significantly different.

Однією з особливостей спечених твердих сплавів є те, що вироби з них отримують методами порошкової металургії і вони піддаються тільки обробці шліфуванням або фізико-хімічним методам обробки (ультразвук, лазерна обробка, травлення в кислотах), а литі тверді сплави призначені для наплавлення інструменту проходять не тільки механічну, але і термічну обробку (відпал, гартування, старіння).

Нікель-кобальтові сплави знаходять своє застосування в енергетиці, наприклад, для виготовлення дисків та лопаток турбін. Але межі їх вживання можуть бути розширені, особливо це стосується того, за якою технологією може бути отримана деталь. Наприклад, крім спікання гранул (методи порошкової металургії), матеріал може бути отриманий за допомогою литва та як монокристал. Не виключено, що наступні деталі для цього класу матеріалів будуть отримані за допомогою адитивних технологій, тобто із застосуванням 3D друку. А це передбачає використання інформаційних технологій для вдосконалення технологічних процесів.

Дослідження можливостей механічної оброблюваності деталей з Ni-Co сплавів є актуальною задачею, тому не виключено, що необхідно буде проводити ремонтні роботи, а також утилізувати деталі з цих сплавів для інших потреб.

Досліджували Ni-Co сплав EP-741HP хім. склад (мас., %) (Ni 55,58; Cr 9,23; Fe 0,057; Mo 3,82; Ti 1,6; Al 5,3; Nb 2,63; Mn 0,5; Si 0,46; S 0,09; P 0,015; Co 15,2; W 5,91; C 0,06; Hf 0,40; Y 0,072; B 0,015; Cu 0,49; Mg 0,02). Випробування здійснювали на стаціонарному свердильному верстаті 2M112 (свердло марки P18, діаметром 6 мм, швидкість 400 об/хв.). Наводнюння зразків здійснювали за відомою методикою.

На рис. 1 наведено фотографії стружок, отриманих під час різання на сухо. Ni-Co майже не піддавались точінню (глибина отвору становила 1...2 мм), свердло на верстаті відразу затуплювалось та переставало працювати (рис. 1,а), на відміну від сталі 45 (рис. 1,б), де під час свердління зразка вдавалось його повністю просвердити (товщина зразка 15 мм). Додавання води або мастильно охолоджувальної рідини (MOP) значно поліпшило оброблюваність Ni-Co сплавів. На рис. 1,в наведено найбільш крупна стружка з Ni-Co сплаву, отримана після свердління з водою. Глибина отвору збільшилась ще на 4 мм, повторне свердління у той же отвір викликало появу більш короткої та значно деформованішої стружки.

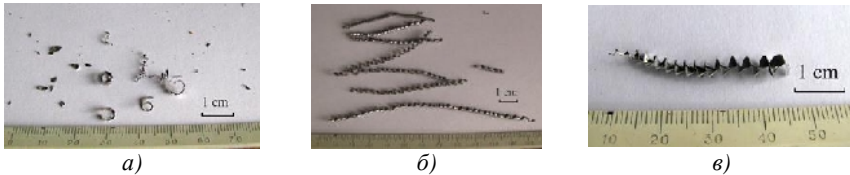


Рис. 1. Стружка, утворена при свердлінні на сухо. – Ni-Co сплав – а. Сталь 45 – б;
Стружка, утворена при свердлінні з водою, Ni-Co сплав – в

За допомогою приладу Лесо встановлено, що після механічної обробки кількість водню у стружці (яка отримана після обробки з водою або МОР) більша, ніж у стружці, яка отримана після обробки на сухо. Збільшення мікротвердості наводнених поверхневих шарів у зразках також дають підстави стверджувати, що наводнення впливає на робочі властивості матеріалу.

Проведено комп'ютерне моделювання та прогнозування поведінки матеріалів під час механічної обробки на програмному забезпеченні, розробленому за допомогою GFortran у середовищі Delphi XE2 Starter Edition.

УДК 620.192

РОЗВИТОК МЕТОДУ МОДЕЛЮВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ДЕГРАДАЦІЇ КОНСТРУКЦІЙНИХ СТАЛЕЙ

DEVELOPMENT OF SIMULATION METHOD OF OPERATIONAL DEGRADATION OF ENGINEERING STEELS

Наталія Крет, Віталій Волошин, Іван Курнат

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

The new method of simulation of in-service degradation of engineering steels has been developed.

Металоконструкції відповідального призначення в енергетиці, нафтохімії, магістральному трубопровідному транспорті внаслідок тривалої експлуатації зазнають істотної деградації структури і,

відповідно, механічних властивостей та інших службових характеристик, що визначають їхню роботоздатність. Тому особливої актуальності набувають роботи, присвячені розвитку методів як діагностування, так і моделювання експлуатаційної деградації (ЕД). Останні особливо інтенсивно розвиваються останнім часом для оцінювання схильності конструкційних сталей до ЕД та встановлення критеріїв досягнення критичного технічного стану металу, а, відтак, – для прогнозування залишкового ресурсу таких конструкцій, що необхідно при обґрунтуванні подовження терміну їх експлуатації.

Найвідоміший метод моделювання ЕД конструкційних сталей, згідно з ГОСТ 7268-82, полягає у попередньому деформуванні заготовки з досліджуваної сталі та штучному її старінні за 250 °С впродовж 1 год. Оцінюють схильність металу до ЕД за зміною найчутливішої регламентованої характеристики - його ударної в'язкості. Недоліком цього методу є те, що застосовують дуже велике попереднє пластичне деформування (до 10%), яке не відповідає реальним умовам експлуатації. Також цей метод не враховує те, що метал таких конструкцій, які здебільшого експлуатуються у корозійно-наводнювальних середовищах, містить підвищену концентрацію водню, що виділяється як продукт корозії. Тому ЕД металу розглядають як суперпозицію сумісної дії експлуатаційних навантажень і абсорбованого ним водню.

Також практика експлуатації багатьох конструкцій вказує на те, що окремі їхні вузли зазнають поряд з регламентним статичним експлуатаційним навантаженням також і істотні циклічне навантаження. Для портових кранів - це вітрове навантаження, вібрація електродвигунів, ривки від переключення механізмів приводу руху вантажу. Для магістральних трубопроводів - статичне навантаження, на яке накладається низькоамплітудна циклічна складова від роботи компресорів або повне розвантаження-навантаження за маневрового режиму.

У доповіді розвинуто метод моделювання ЕД конструкційних сталей. Виготовляли три партії заготовок зі сталі 17ГС із труби запасу магістрального газопроводу (МГ). Дві партії заготовок електролітично наводнювали за такого режиму, що не спостерігалось впливу водню на механічну поведінку сталі за стандартних випроб розтягом. Одну партію наводнених заготовок деформували розтягом 1 циклом, другу - 5 циклами, від 0 до границі плинності матеріалу, досягаючи рівня деформації ~ 4%, котра вичерпує поличку плинності. Третю партію заготовок, згідно з ГОСТ 7268-82, деформували до 10%. Всі заготовки нагрівали до 250 °С впродовж 1 год для дегазації та штучного старіння, виготовляли зразки для випробувань на удар, після чого визначали ударну в'язкість *KCV*. Для

порівняння визначали також KCV сталі 17ГС труби МГ, експлуатованого 36 років.

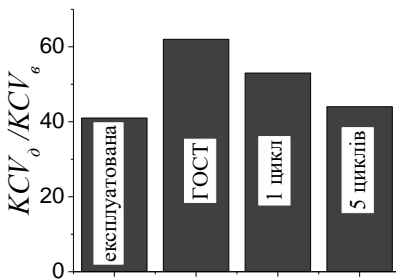


Рис. 1. Зміна (відносно вихідного стану KCV_{ϵ}) KCV_{δ} сталі 17ГС магістрального газопроводу після його експлуатації впродовж 36 років, а також після моделювання згідно з ГОСТ 7268-82 та за розвинутим методом після 1 і 5 циклів деформування.

Відповідно до отриманих результатів видно (рис. 1), що запропонований метод лабораторного моделювання ЕД коректніше відтворює зміну в'язкості руйнування трубної сталі відносно вихідного стану внаслідок експлуатації порівняно зі способом згідно з ГОСТ 7268-82, особливо після 5 циклів деформування.

УДК 539.375

НАПРУЖЕНИЙ СТАН КУСКОВО-ОДНОРІДНОЇ ПРУЖНО- ПЛАСТИЧНОЇ ПЛАСТИНИ З ДВОМА МІЖФАЗНИМИ ПОВЕРХНЕВИМИ ТРИЩИНАМИ

STRESSED STATE OF PIECEWISE-HOMOGENEOUS ELASTICO- PLASTIC PLATE WITH TWO INTERFACE SURFACE CRACKS

Леся Куротчин

*Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я.С. Підстригача
НАН України,
вул. Наукова, 36, м. Львів, 79060, Україна*

A problem on the stress state of elastico-plastic plate with two surface cracks is reduced to solution of the conjugate problems in the class of functions limited in the tops of plastic zones. The stressed-strained state of a plate on the interface of materials is studied. The length of plastic zones and crack opening are determined.

Розглянуто задачу про двовісний розтяг зусиллями на безмежності q , P_1 , P_2 пластини завтовшки $2h$ з двома поверхневими тріщинами завглибшки $h+h_1$ і завдовжки $2l$, відстань між центрами яких $2s$. Оскільки тріщини поверхневі, розв'язування задачі зроблено у вигляді суперпозиції двох взаємозв'язаних задач: плоскої задачі і задачі згину. Вважаємо, що зовнішнє навантаження, розміри тріщин та властивості матеріалу такі, що на продовженні тріщин по всій товщині пластини вузькою смугою виникають пластичні зони завдовжки w_1 (між тріщинами) і w_2 (зовні них), крім цього, матеріал у перемичках під тріщинами (див. рис. 1) також перейшов у пластичний стан.

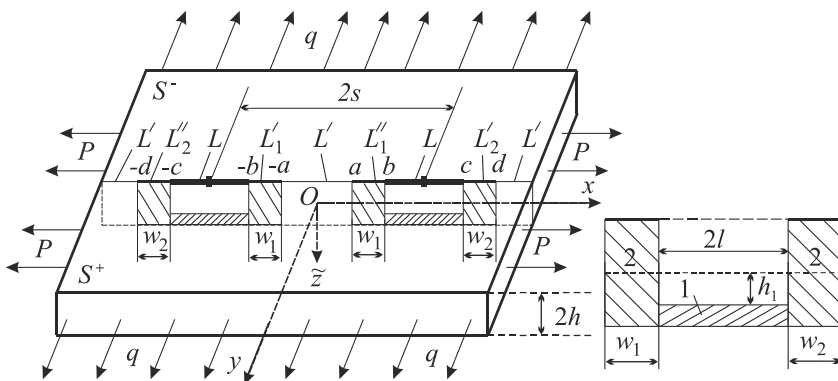


Рис. 1. Схема пластини і поверхневої тріщини

Згідно з аналогом δ_c -моделі замінимо зони пластичних деформацій стрибками переміщення і кута повороту, а реакцію пластичного матеріалу на пружній – відомими та невідомими напруженнями. Таким чином пружно-пластичну задачу про напружений стан пластини з поверхневими тріщинами зведено до задачі про пружну рівновагу такої ж пластини з наскрізними тріщинами невідомої довжини $2l_1 = 2l + w_1 + w_2$. Згідно з формулюванням задачі маємо такі крайові умови:

$$\sigma_{yy}^+ = \sigma_{yy}^-, \sigma_{xy}^+ = \sigma_{xy}^-, u^+ = u^-, v^+ = v^-,$$

$$M_y^+ = M_y^-, H_{xy}^+ = H_{xy}^-, N_y^+ = N_y^-, w^+ = w^-, (\partial w / \partial y)^+ = (\partial w / \partial y)^-,$$

$$\sigma_{yy}^{\pm} = \begin{cases} \sigma_{0j}, x \in L_j, \\ \sigma_Y \tilde{b}_1, x \in L, \end{cases} \quad M_y^{\pm} = \begin{cases} M_{0j}, x \in L_j, \\ \sigma_Y \tilde{b}_2, x \in L, \end{cases} \quad L_j = L'_j \cup L''_j.$$

$$\sigma_{xy}^{\pm} = \begin{cases} \tau_{0j}, x \in L'_j, \\ 0, x \in L, \\ -\tau_{0j}, x \in L''_j, \end{cases} \quad H_{xy}^{\pm} = \begin{cases} H_{0j}, x \in L'_j, \\ 0, x \in L, \\ -H_{0j}, x \in L''_j, \end{cases}$$

$$\tilde{b}_1 = (h - h_1) / (2h), \quad \tilde{b}_2 = (h^2 - h_1^2) / 2, \quad \sigma_Y = \min \left\{ \sigma_Y^{(1)}, \sigma_Y^{(2)} \right\}.$$

де u, v – проєкції вектора переміщення точки серединної площини на осі Ox і Oy відповідно; $\sigma_{yy}, \sigma_{xy}, \sigma_{xx}$ – компоненти тензора напружень; σ_{0j}, τ_{0j} – невідомі нормальні і дотичні напруження у j пластичній зоні для плоскої задачі, $j=1,2$; w – прогин серединної площини пластини; M_y, H_{xy}, N_y – згинальний і крутний моменти та перерізувальна сила; M_{0j}, H_{0j} – невідомі згинальний і крутний моменти у пластичній зоні; $\sigma_Y = \min \left\{ \sigma_Y^{(1)}, \sigma_Y^{(2)} \right\}$, $\sigma_Y^{(j)}$ – границя текучості матеріалу S_j – півплощини; $\partial_s f$ – позначення часткової похідної $\partial f / \partial s$.

Досліджено вплив навантаження, геометричних та механічних параметрів на граничну рівновагу пластини. Визначено напружений стан на дійсній осі.

УДК 621.1

ДІАГНОСТУВАННЯ ПІДЗЕМНИХ ТРУБОПРОВОДІВ ЗА ДОПОМОГОЮ НЕЙРОННИХ МЕРЕЖ

DIAGNOSTICS OF UNDERGROUND PIPELINES USING NEURAL NETWORKS

Віталій Лозован, Володимир Юзевич, Роман Джала

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

Underground pipelines (UP) for today and operate in specific conditions of the soil environment and cyclic mechanical loads. The methods and algorithms of neural networks for analysis of underground pipelines condition are considered. The ability of neural networks to perform the operation of processing, comparing, classifying images, the possibility of self-study and self-organization is not available to traditional mathematicians.

Підземні трубопроводи (ПТ) на сьогоднішній день функціонують у специфічних умовах ґрунтового середовища і циклічних механічних навантажень. Розглянуто методи та алгоритми нейронних мереж для аналізу стану підземних трубопроводів. Виявлено здатність нейронних мереж сприяти виконанню недоступних для традиційної математики операцій обробки, порівняння, класифікації образів, можливість самонавчання та самоорганізації, корисних для діагностування ПТ.

Моніторинг послідовності технічних станів підземних трубопроводів (ПТ) є важливим для аналізу процесів їх функціонування, оскільки пошкодження та руйнування елементів конструкцій (зокрема, металевих труб) може призвести до небезпечних і/або катастрофічних наслідків. Тому проводиться великий обсяг наукових досліджень і розробок щодо інтелектуальних систем моніторингу, які здатні здійснювати контроль життєвого циклу об'єкта (ПТ) на основі комплексного аналізу його поточного стану, експлуатаційних навантажень і результатів взаємодії з довкіллям. Системи контролю ПТ можна будувати за принципами нейронних мереж [1, 2].

Стан проблеми: на даний час актуальною є проблема діагностування стану підземних трубопроводів у ґрунтовому електроді.

Метою цієї праці є формування оптимальних методів діагностування стану ПТ за допомогою нейронних мереж.

Розроблення та реалізація нових нетривіальних алгоритмів оперативної діагностики технічних об'єктів і системи автоматичного керування на основі нейронних мереж дасть можливість підвищити рівень надійності ПТ, а також зменшити експлуатаційні затрати, затрати на технічне обслуговування та ремонт обладнання.

Моделі нейронної мережі можуть бути програмного та апаратного виконання. В останні роки спостерігається тенденція переходу від програмної до програмно-апаратної реалізації нейромережових алгоритмів.

Розглянемо сигнали x_j ($j=1, \dots, n$), кожен з яких може бути як виходом іншого нейрона, так і вібраційним сигналом від сенсора.

Сигнали надходять на вхід кожного нейрона та підсумовуються за таким виразом:

$$y = f(s) = f\left(\sum_{j=1}^n w_j \times x_j + w_0 \times x_0\right),$$

де w_0 – пороговий зсув, w_j – вагові коефіцієнти.

Отриманий сигнал y перетворюють у вихідний сигнал нейрона відповідно до вибраної нелінійної активаційної функції $y=f(s)$.

Під час роботи з мережею розрізняють два принципово різних типи алгоритмів і відповідні режими – навчання та роботу.

Висновки: Представлено інформацію про алгоритми навчання та використання типології систем нейронних мереж для ПТ. Проведено аналіз алгоритмів ефективності нейронних мереж в окремому випадку двошарової мережі прямого розповсюдження з функцією активації в першому шарі та лінійною – в другому, для розв'язання питання правильності передачі інформації.

На основі аналізу дослідженої нейронної мережі встановлено:

– нейронна мережа діагностування підземних трубопроводів сприяє удосконаленню збирання даних для статистичних аналізів;

– розроблено концептуальну модель і методику відбору інформації для оптимізації та скорочення часу виїзду робочих бригад на об'єкти нафтогазового комплексу.

1. Воссермен Ф. Нейрокомпьютерная техника / Ф. Воссермен. – М. Мир, 1992. – 346 с. Widrow B. 30 year of adaptive neural networks: perceptron, madaline and backpropagation / B. Widrow, M. A. Lehr // Proceeding of the IEEE. – 1990. – Vol. 78, № 9. – P. 1079–1085.

УДК 539.3

ПРО ЗАКРИТТЯ ТРИЩИНИ У ПЛАСТИНІ НА ПРУЖНІЙ ОСНОВІ ПІД ЧАС ЗГИНУ ЗОСЕРЕДЖЕНИМИ СИЛАМИ

**ABOUT CLOSURE OF CRACK IN A PLATE ON ELASTIC FOUNDATION
DURING BENDING BY CONCENTRATED FORCES**

Микола Маковійчук

*Івано-Франківський відділ ІППММ ім. Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Микитинецька, 3, м. Івано-Франківськ, 76002, Україна*

The problem of bending of cracked plate on Winkler foundation by two concentrated forces in two-dimensional statement is considered. Crack closure is described using the model of contact along a line in facial surfaces. The influence of crack closure, rigidity of foundation and distance between forces and crack on the strain-stress state of plate has been investigated.

Досліджується напружений стан та гранична рівновага пластини з наскрізною прямолінійною тріщиною під час згину зосередженими силами на пружній основі Вінклера. Закриття тріщини внаслідок дії згинального навантаження враховується у рамках двовимірних теорій на підставі моделі контакту вздовж лінії у лицьовій поверхні [1].

Для побудови розв'язку поставленої задачі використано метод сингулярних інтегральних рівнянь. Числові розв'язки задач отримано методом квадратур для пари однакових сил, прикладених у точках на осі тріщини або на лінії перпендикулярно до неї симетрично відносно центра. За знайденими стрибками переміщень та кутів повороту нормалі підраховано коефіцієнти інтенсивності зусиль та моментів біля вершин дефекту та розподіл контактної реакції по довжині тріщини.

З енергетичного критерію руйнування при комбінованому розтягу-згині встановлено залежність граничного навантаження, при якому розпочинається поширення тріщини, від параметра жорсткості основи. Встановлено умови коректності постановки задачі, коли закриття тріщини відбувається по всій довжині.

1. Шацький І.П., Маковійчук М.В. Контактна взаємодія берегів тріщини під час згину пластини на пружній основі // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2003. – 39, № 3. – С. 59–62.

УДК 539.3

ВЗАЄМОДІЯ ТРІЩИНИ З КОЛІНЕАРНОЮ ЩІЛИНОЮ ЗА ЗГИНУ ПЛАСТИНИ НА ПРУЖНІЙ ОСНОВІ

**INTERACTION OF CRACK WITH COLLINEAR SLOT IN BENDING
PLATE ON ELASTIC FOUNDATION**

Микола Маковійчук, Тарас Даляк

*Івано-Франківський відділ ІППММ ім. Я. С. Підстригача НАН України,
бул. Микитинецька, 3, м. Івано-Франківськ, 76002, Україна*

The interaction of closure capable crack and coaxial slot (cut with stress-free surfaces) in bending plate on Winkler foundation is considered. The influence of crack closure, rigidity of foundation and distance between crack and slot on the strain-stress state of plate has been investigated.

У двовимірній постановці досліджується ефект взаємодії тріщини з колінеарною щілиною за згину пластини на пружній основі Вінклера. Тріщину розглядаємо як математичний розріз, береги якого контактують по лінії в лицьовій поверхні пластини; під щілиною розуміється розріз з вільними від напружень поверхнями, на якому допускається від'ємний стрибок переміщень [1]. Врахування взаємодії берегів на тріщині за згину порушує антисиметрію полів напружень по товщині у всій пластині.

Розв'язок поставленої задачі будували методом сингулярних інтегральних рівнянь. Детальний аналіз задачі здійснено для дефектів однакової довжини числовим методом квадратур. За знайденими стрибками переміщень та кутів повороту нормалі підраховано коефіцієнти інтенсивності зусиль та моментів біля вершин дефектів та розподіл контактної реакції на зімкнутих берегах тріщини. З енергетичного критерію руйнування при комбінованому розтягу-згині встановлено граничне навантаження, при якому розпочинається поширення дефектів. Побудовано графічні залежності результатів від параметрів жорсткості основи та віддалі між дефектами.

1. Шацький І.П., Даляк Т.М. Взаємодія тріщини з колінеарною щілиною за згину пластини // Вісник Запорізького національного університету. Фізико-математичні науки. – 2015. – № 1. – С. 211–218.

УДК 539.3: 629.7

МОДЕЛЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК КОМПЗИТНИХ ОБОЛОНКОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ РАКЕТНО-КОСМІЧНОЇ ТЕХНІКИ

MODELING AND CALCULATION OF COMPOSITE SHELL ELEMENTS OF ROCKET-SPACE TECHNIQUE

Михайло Марчук^{1,2}, Володимир Сіренко³

¹Інститут прикладних проблем механіки і математики
ім. Я.С. Підстригача, 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

The variant of refined theories of linear and geometrically nonlinear dynamic and static deformation of shells are presented. A new mixed scheme of the finite element method is proposed. The strength of the cocoon-like shell from the carbon material of the rocket engine on solid fuels is investigated and analyzed.

Раціональна матеріаломісткість і можливість забезпечити шляхом керування анізотропією пружних характеристик у процесі виготовлення потрібну жорсткість у напрямках, зумовлених експлуатаційними умовами, спричинили широке використання оболонкових елементів з шаруватих полімерних композитних (зокрема, вуглецевих) матеріалів у конструкціях ракетно-космічної техніки. Найбільш адекватний опис їх деформування можливий шляхом застосування до кожного шару тривимірних співвідношень теорії пружності. Однак, такий підхід приводить до значних, іноді непереконливих на сьогодні, математичних та обчислювальних труднощів при розрахунку реальних конструктивних елементів за дії термосилових навантажень. Тому були розроблені й обґрунтовані варіанти уточнених теорій лінійного та геометрично нелінійного динамічного і статичного деформування оболонок з мінімальним порядком системи розв'язувальних диференціальних рівнянь. Враховані такі характерні властивості композитних матеріалів на полімерній основі як податливість до трансверсальних деформацій зсуву та стиснення.

Точне задоволення граничних умов у напруженнях на лицевих і контактуючих поверхнях дало змогу розробити математичні моделі поведінки шаруватих композитних структур внаслідок дії навантажень за дискретного розгляду складників з різними товщинами і фізико-механічними характеристиками, що зумовлено особливостями їх функціонального призначення в експлуатаційних умовах. На цій основі була запропонована, теоретично обґрунтована та чисельно верифікована

нова змішана схема методу скінченних елементів (МСЕ) в узагальнених переміщеннях точок серединних поверхонь складників композитних оболонок і міжшарових контактних напруженнях стосовно розрахунку шаруватих структур.

Протікання інтенсивних фізико-хімічних процесів під час виготовлення конструкцій із шаруватих композитів на полімерній основі, а також дія на них полів різної фізичної природи в експлуатаційних умовах, спричинюють порушення на поверхнях розділу складників умов неперервності характеристик напружено-деформованого стану. Наслідком цього є утворення різноманітних дефектів структури конструкції: областей розшарування, непростеїв, проковзувань, пластичності, а також руйнування окремих шарів. Це якісно змінює поведінку конструкції в цілому, її міцність і тримку здатність.

Розрахунок конструкцій з шаруватих композитів з врахуванням наявності вказаних дефектів структури неможливий на основі моделювання їх гіпотетичними об'єктами зі зведеними за товщиною фізико-механічними характеристиками та потребує дискретного розгляду складників. З цією метою для моделювання кожного шару використаний розроблений варіант уточненої теорії оболонок з точним задоволенням граничних умов у напруженнях на лицевих поверхнях, що дало змогу врахувати вказані дефекти технологічного та/або експлуатаційного походження.

Розроблене відповідне проблемно-орієнтоване програмне забезпечення, що реалізує вказану схему МСЕ, застосоване для розрахунку та дослідження й аналізу міцності силової оболонки типу «кокон» з вуглецевого матеріалу ракетного двигуна на твердому паливі.

УДК 539.3: 678.067

**ТРИВИМІРНА МОДЕЛЬ ВИЗНАЧЕННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРЕХРЕСНО АРМОВАНОГО
КОМПОЗИТНОГО ШАРУ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ НЕОДНОРІДНИХ
ОБОЛОНОК**

**THREE-DIMENSIONAL MODEL FOR DETERMINATION OF PHYSICAL-
MECHANICAL CHARACTERISTICS OF A CROSS-REINFORCED
COMPOSITE LAYER FOR CALCULATION OF INHOMOGENEOUS
SHELLS**

Михайло Марчук^{1,2}, Володимир Харченко³, Микола Хом'як^{1,4},
Віра Пакош¹

¹Інститут прикладних проблем механіки і математики
ім. Я.С. Підстригача, 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, 79000, Україна

The variant of the 3D-model for determination of physical-mechanical characteristics of a cross-reinforced composite layer is constructed. Coefficients of the stiffness matrix depend on laying angle of ply, Young's moduli and Poisson's ratios in transverse direction. Examples of strength calculation in the finite element analyses of cocoon-like shells are discussed.

Полімерні композиційні матеріали (ПКМ) широко застосовують в сучасному машинобудуванні, авіаційній та космічній техніці. Оболонкові конструктивні елементи з ПКМ, зокрема, виготовлені методом неперервної намотування, експлуатуються за значних механічних навантажень і температур. Для проектування та розрахунків на міцність таких конструкцій застосовують сучасні комп'ютерні ресурси, зокрема, верифіковані програмні комплекси методу скінченних елементів (МСЕ), такі як ANSYS. Серед вхідної інформації для них особливо важливими є дані про фізико-механічні характеристики (ФМХ).

Мета доповіді – висвітлити особливості моделі для визначення ФМХ, потрібних для розрахунку на міцність оболонкових конструкцій з неоднорідних оболонок, що можуть слугувати балонами високого тиску, паливними баками, корпусами ракетних двигунів твердого палива. Навантаження включають внутрішній тиск, тягові зусилля, температурні деформації, умови осьової або секторальної симетрії. Технологія їхнього виготовлення методом неперервного намотування передбачає одночасне формування геометричних форм та фізико-механічних характеристик.

На феноменологічному рівні реальну структуру ПКМ, що містить різноорієнтовані волокна в полімерній матриці, в рамках структурного підходу замінюють моделлю неоднорідного суцільного середовища, складеного з ортотропних шарів. Побудовано варіант структурної 3D-

моделі пружних властивостей і температурного розширення армованого композитного шару. Уточнені формули повороту для коефіцієнтів матриці жорсткості залежать як від кута укладки волокон, так і від модуля Юнга та добутків коефіцієнтів Пуассона в трансверсальному напрямку. У випадку симетричного перехресного армування в рамках двошарової моделі композит є ортотропним матеріалом, для якого визначено всі пружні константи, що дає змогу використовувати їх у скінченно-елементному аналізі в рамках стандартних процедур. Відмітимо, що запропонована тривимірна модель відображає специфічні для сучасних композитів ефекти, такі як, високі ($>0,5$) і від'ємні значення коефіцієнтів Пуассона.

Значним кроком до ефективних інженерних рішень є розроблення програм-оболонок (керуючих програм, що інтегрують хід виконання і контролюють правильність викликів стандартних модулів, команд і процедур), які спрощують використання багатофункціональних пакетів для отримання практичних результатів, з орієнтуванням на особливості конкретної задачі. Для введення, редагування й збереження параметрів моделі розроблено програмне забезпечення з вікнами діалогу та програмним і візуальним контролем, що дає змогу швидко та ефективно підготувати вхідні дані. Модель ортотропного матеріалу, однорідного в межах окремого елемента, для достатньо густого розбиття адекватно відображає властивості полімерного матеріалу зі змінними кутами армування. Алгоритм перерахунку матриці жорсткості для змінних кутів армування реалізовано на макромові APDL шляхом динамічного формування бази даних матеріалів.

Числовий розв'язок (переміщення у вузлах, а також компоненти напружено-деформованого стану) отримуємо в програмному комплексі ANSYS. Досягнутий рівень напружень у шарах оболонки використовувався для визначення зон, де можливе руйнування, якщо перевищено критичне значення згідно із заданим критерієм міцності.

УДК 620.875

РОЛЬ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАПРУЖЕНЬ У ДЕГРАДАЦІЇ СТАЛЕЙ ПОРТОВОГО ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

**ROLE OF THE IN-SERVICE STRESSES IN PORT TRANSSHIP
EQUIPMENT STEELS**

Олексій Немчук, Олександр Нестеров

Одеський національний морський університет,
вул. Мечникова, 34, м. Одеса, 65000, Україна

The different level of in-service degradation decrease of Charpy impact strength of rolling steel for the different units of portal crane which depends on a level of exploited stresses during their operation. Essential decrease of brittle fracture resistance is connected with a susceptibility of exploited metal to delamination between fibers of rolling structure.

Перевантажувальне обладнання експлуатується за циклічного навантаження, тому йому властива інтенсивна деградація, особливо за опором крихкому руйнуванню. Основні елементи конструкції такого обладнання, в тому числі порталних кранів, виготовляють з листового прокату, тому важливо враховувати появу схильності металу до розшарування вздовж волокон текстури. Мета цього дослідження – оцінювання експлуатаційної деградації сталі марки St-38b-2 різних вузлів 33 роки експлуатованого порталного крана з урахуванням інтенсивності їх експлуатаційного навантаження. Експериментували на листовому прокаті різної товщини t низки характерних вузлів крана: нижня полиця хобота ($t = 16$ мм), задня полиця стріли (12 мм), верхня полиця коромисла противаги (10 мм), права стінка колони в районі кронштейна кореневих шарнірів (10 мм), задня стінка колони над машинним відділенням (25 мм). Розрахунково-експериментальним методом визначили напруження σ_e на поверхні вібраних вузлів при навантаженні крана, близькому до експлуатаційного. Опір крихкому руйнуванню сталі визначали за ударною в'язкістю зразків KCV , використовуючи два напрями їх вирізання стосовно напрямку прокату: повздовжні і поперечні.

Залежність σ_e – KCV (рис. 1) демонструє зниження опору крихкому руйнуванню металу зі збільшенням рівня експлуатаційного навантаження.

Отриманий нижчий рівень ударної в'язкості KCV_c поперечних зразків у порівнянні з повздовжніми (KCV_l) відомий для сталей прокату, він зберігається і у випадку оцінювання їхньої експлуатаційної деградації. Відмінності у значеннях цих характеристик подали як відношення KCV_c / KCV_l (рис. 2). Якщо окремо аналізувати результати випроб зразків товщиною, з одного боку, 10 і 12 мм (крива 1), а з іншого – 16 і 25 мм (крива 2), то приведені дані демонструють зниження цього відношення зі збільшенням напруження σ_e , різного для різних ділянок крана. Оскільки рівень експлуатаційної деградації металу залежить від рівня σ_e , то

виявлені відмінності у відношенні KCV_c / KCV_l для зразків, по різному орієнтованих відносно напрямку вальцювання прокату, слід пов'язувати зі зміною стану металу впродовж його тривалої експлуатації.

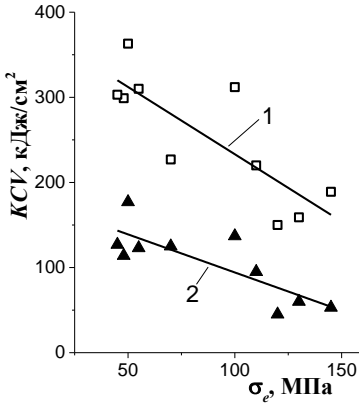


Рис. 1. Залежності $KCV - \sigma_e$ для поздовжніх (1) і поперечних (2) зразків

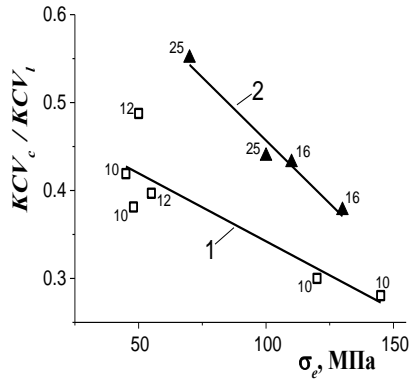


Рис. 2. Співвідношення між ударною в'язкістю поперечних KCV_c та поздовжніх KCV_l зразків залежно від напруження σ для прокату товщиною 10, 12 мм (1) і 16, 25 мм (2).

Виявлені відмінності у залежностях $KCV_c / KCV_l - \sigma_e$ для прокату різної товщини вказують на вищий ступінь деградації металу тоншого листового прокату. Можливо, він схильніший до розшарування між волокнами структури, виходячи з особливостей технологічного процесу його виготовлення. Однак таку особливість залежності $KCV_c / KCV_l - \sigma_e$ можна пов'язати і з інтенсивнішою деградацією тонколистового матеріалу з огляду на його чутливість до розшарування через тривалий наводнювальний вплив морської атмосфери.

УДК 539.43:669.018.294

ВПЛИВ ДЕФОРМАЦІЙНОГО МАРТЕНСИТНОГО ПЕРЕТВОРЕННЯ НА МІЦНІСТЬ І ЦИКЛІЧНУ ТРИЩИНІСТІЙКІСТЬ КОЛІСНОЇ СТАЛІ

INFLUENCE OF THE DEFORMATION MARTENSITIC
TRANSFORMATION ON THE STRENGTH AND FATIGUE CRACK
GROWTH RESISTANCE OF WHEEL STEEL

**Орест Осташ¹, Володимир Кулик², Валерій Позняков³,
Олександр Гайворонський³, Володимир Ковалишин²**

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

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

³Інститут електрозварювання ім. С.О. Патона НАН України,
вул. Казимира Малевича, 11, м. Київ, 03150, Україна

The paper presents some results of the influence of traditional and modified «Quenching and Partitioning» (Q-n-P)-treatments on strength and fatigue crack growth resistance characteristics of 65G steel as model steel of the railway wheels. It is shown that after modified treatment these mechanical characteristics increase more intensive in comparison to traditional treatment.

Зона термічного впливу (ЗТВ) після ремонтного наплавлення ободу залізничних коліс є потенційною зоною зародження і росту тріщин внаслідок формування в ЗТВ гартівної структури і локального напружено-деформованого стану за впливу термічного циклу наплавлення в сталях з підвищеним (0,6...0,7%) вмістом вуглецю. Це вимагає пошуку ефективних режимів наплавлення та охолодження відновлюваних коліс для забезпечення конструкційної міцності металу ЗТВ, що передбачає його підвищену тріщиностійкість у високоміцному стані. Одним зі шляхів вирішення цієї задачі є застосування нової технології обробки сталей – «Quenching and Partitioning» (Q-n-P), яка складається з двох стадій:

1) гартування з призупиненням охолодження за температури в інтервалі між точками M_s і M_f , відповідно початку і кінця мартенситного перетворення;

2) нагрів і витримка за температури, яка вище точки M_s , і остаточне охолодження.

На другій стадії за рахунок мартенситу і бейніту збільшується частка залишкового аустеніту. Під навантаженням цей аустеніт перетворюється в мартенсит деформації. Встановлено, що це зумовлює підвищення механічних властивостей сталей особливо їх пластичності, ударної в'язкості, зносостійкості тощо. Як ендогенний процес він може

також зумовлювати релаксацію локальних внутрішніх напружень та підвищення міцності і тріщиностійкості сталей. Проте такі результати досліджень практично відсутні в літературі.

Метою даної роботи є вивчення відомої та модифікованої авторами цієї роботи Q-n-P-обробки на міцність і циклічну тріщиностійкість сталі 65Г як модельної колісної сталі.

Температурно-часові параметри на різних стадіях термообробки забезпечували на установці з програмним керуванням «МСР-75». Показано, що після традиційної Q-n-P-обробки досліджуваної сталі за вмісту залишкового аустеніту 17% її границя міцності (σ_b) сумірна з сталлю після термічного циклу нагріву і охолодження металу в ЗТВ під час наплавлення (вихідний стан) за підвищення пластичності (відносного видовження δ) на 39%. Після такої обробки за вмісту залишкового аустеніту 22% міцність дещо знижується (на 11%), проте суттєво зростає пластичність (у 2,6 рази). Модифікована Q-n-P-обробка, що передбачає проведення додаткової витримки між точками M_s , M_f (при 100°C) протягом 2 год., перериваючи охолодження сталі після Q-n-P-обробки, для зниження локальних внутрішніх напружень, забезпечує подальше підвищення її пластичності (на 15%) за вмісту залишкового аустеніту 17% і зниження пластичності (на 42%) за вмісту залишкового аустеніту 22%. При цьому у першому випадку міцність сталі зростає лише на 2 %, а у другому – на 12%. Стосовно впливу Q-n-P-обробки на циклічну тріщиностійкість сталі встановлено, що за традиційної схеми порівняно з вихідним станом зафіксовано зростання порогу втоми ΔK_{th} (на 27%) і циклічної в'язкості руйнування ΔK_{fc} (на 27...43%) залежно від вмісту залишкового аустеніту. За модифікованої схеми значення ΔK_{th} зростає на 38...47%, а ΔK_{fc} – на 48...66%, відповідно. У результаті параметр конструкційної міцності сталі 65Г $P = [\sigma_b \cdot \Delta K_{th} \cdot \Delta K_{fc}]$ після традиційної Q-n-P-обробки зростає на 58...61%, а після модифікованої – у 2,0...2,4 рази порівняно з вихідним станом сталі.

УДК 621.791

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ВИТРИВАЛОСТІ ЗВАРНИХ З'ЄДНАНЬ ЛЕГОВАНИХ ВИСОКОМІЦНИХ СТАЛЕЙ

ENSURING OF OPERATIONAL ENDURANCE OF ALLOYED HIGH-
STRENGTH STEELS WELDED JOINTS

Володимир Палаш, Роман Палаш, Назар Харачко

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

Investigated ways of stability ensuring to the technology cracks in high-strength steels welded connections. Proposed to use a joints wit different compounds and to form a structure of different dispersion at the same time. Investigated the seam and surrounding area behavior while selecting different meanings of the seam structure and dispersion.

Прагнення збільшити експлуатаційний ресурс елементів споруд у всіх сферах машинобудування стикається з частими вимогами до зменшення матеріаломісткості. Така ситуація ускладнюється уже майже закономірним зростанням силових і температурних навантажень при експлуатуванні зазначених елементів. Найчастіше ці вимоги задовольняють використовуючи сучасні комплексно леговані сталі Надійність з'єднань і їхній довготривалий експлуатаційний ресурс можливі виключно за умови уникнення холодних ті гарячих технологічних тріщин.

Регулювання залишкових напружень і аналіз структур гартування, що утворюються в зоні термічного впливу таких з'єднань, з метою оцінювання ризику тріщиноутворення принципово відпрацьовані. Складнішим підходом є розрахунок теплових процесів при зварюванні з огляду впливу на властивості попередньо термічно обробленої сталі або спроба сформувати неоднорідну структуру швів для отримання високих міцнісних і водночас – пластичних властивостей.

Досліджено зварні з'єднання термічно обробленої сталі 14X2ГМР бейнітно-мартенситного класу, в яких сформовано пластичні зварні шви. Регулюванням режиму зварювання досягнуто утворення в зоні термічного впливу структур різної дисперсності. Вимірювання залишкових напружень поряд зі швами та випробовування вирізаних зразків на розрив чітко виявили можливість успішно досягати високих властивостей з'єднань, комбінуванням змінних показників пластичності шва та показників міцності і пластичності структури зони термічного впливу, залежно від дисперсності зерен у ній. Подальші дослідження будуть спрямовані на досягнення оптимальних поєднань складу зварних швів і розміру зерен зони термічного впливу зварних з'єднань складно легованих високоміцних сталей. Окремо буде розглянуто питання пріоритетності змін у структурі шва або зон термічного впливу таких з'єднань з огляду на економічну і енергетичну ефективність досягнення поставленої цілі.

УДК 539.3

**ВПЛИВ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ НА ВТОМНЕ
РУЙНУВАННЯ І ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС МАШИНОБУДІВНИХ
КОНСТРУКЦІЙ З ОСЬОВИМИ ПОВЕРХНЕВИМИ ТРІЩИНАМИ**

**INFLUENCE RESIDUAL STRESSES ON STRENGTH OF WELDED
SHELL MACHINE-BUILDING STRUCTURES WITH AXIAL SURFACE
CRACKS**

Юрій Пороховський

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

The welded joints of linear parts of the shell machine-building structures with pointed defects, which are modeled by the axial surface cracks, are considered. Their stressed state, caused by the internal pressure, temperature difference between the mounting and operation temperatures and technological residual stresses, is determined. On the basis of a two-parametric criterion of mechanics brittle-ductile fracture, using the estimation diagram of fracture, the coefficient of margin of strength of such part of the shell structure with a crack in the weld and possible dimensions of the defect are evaluated. The influence of residual stresses of the coefficient of margin of strength evaluated by the Kirchhoff–Lave shell theory and by the refined shell theory, is shown.

Всякого роду неоднорідності, особливо у вигляді гострокінцевих дефектів, можуть істотно впливати на міцність і довговічність машинобудівних конструкцій. Тому однією з основних задач є виявлення і вимірювання таких дефектів без порушення цілісності конструкції, ідентифікація їхніх форм і розмірів.

Важливою в ідентифікації дефектів для подальшого використання її результатів для оцінювання ресурсу безпечної роботи оболонкових машинобудівних конструкцій є методика схематизації виявлених дефектів дефектами канонічної форми, які зручно описувати у відповідних математичних моделях. Для гострокінцевих дефектів найбільш консервативною схематизацією є тріщини еліптичної форми, півеліптичні і наскрізні.

Розглянуто прямолінійну ділянку оболонки під дією внутрішнього тиску p зі зварним з'єднанням із зовнішнім поверхневим дефектом у кільцевому монтажному шві, який, у відповідності до нормативних документів, моделюється поперечною поверхневою півеліптичною тріщиною з півосями a і c у круговому циліндрі. Довговічність (залишковий ресурс) експлуатації зварних оболоноквих конструкцій залежить від швидкості росту втомних тріщин, викликаних дією зовнішніх навантажень та залишкових напружень, які, в свою чергу, спричинюють коефіцієнти інтенсивності напружень. Тому тут досліджено ріст втомної поверхневої тріщини у зварному шві під дією пульсуючого навантаження внутрішнім тиском та залишкових напружень.

Припускаємо, що тріщина у зварному шві має форму півеліпса з півосями a і c розвивається із зовнішньої поверхні труби. Швидкість росту тріщини втоми під дією циклічного навантаження визначалося за допомогою рівняння Періса з урахуванням ефективного розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень. Розв'язки системи нелінійних рівнянь для визначення росту тріщини знаходились числовим методом.

Для конкретних геометричних розмірів труби з півеліптичною тріщиною розраховувалася кількість циклів N від початкового стану дефекту до такого, за якого умова статичної міцності не виконується. Проведено числовий аналіз для ділянки труби компресорної станції, виготовленої зі сталі марки 10Г2ФБЮ діаметром 219 мм і товщиною стінки 7 мм, яка знаходилася під дією пульсуючого внутрішнього тиску, максимальне значення якого 4,0 МПа, а розміри початкової тріщини у зварному шві вибирались рівними $a_0 = 1$ мм, $c_0 = 1,2a_0$.

Встановлено, що зі збільшенням значення параметра ξ (відношення усереднених по поверхні півеліптичної тріщини залишкових напружень до максимальних напружень, викликаних внутрішнім тиском p) кількість циклів N , за яких досягається критична глибина тріщини, зменшується, а також виявлено, що зі зростанням значень параметра ξ відношення півосей c/a зменшується і форма півеліптичної тріщини наближається до кругової. Якщо $\xi = 0$, то з похибкою, що не перевищує 1 – 2%, можна вважати, що відношення c/a з ростом кількості циклів не змінюється, тобто $c/a = \text{const}$.

Встановлено, що коефіцієнт запасу міцності у випадку залишкових напружень, обчислених за уточненою теорією оболонок, на 12 – 15% вищий від аналогічних результатів отриманих за теорією оболонок Кірхгофа – Лява.

УДК 621.1

**ДІАГНОСТУВАННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ФЕРОМАГНЕТНИХ
ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ МЕТОДОМ МАГНЕТОПРУЖНОЇ
АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ**

DIAGNOSTICS OF THE STRESSED STATE FERROMAGNETIC
ELEMENTS OF CONSTRUCTIONS BY THE MAGNETOELASTIC
ACOUSTIC EMISSION

Євген Почапський, Мар'ян Рудак, Наталія Мельник, Ігор Коблан

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

We report experimental measurement about influence tensile stress on the nickel and the mild steel plates and change of the magnetoelastic acoustic emission (MAE) signals amplitudes. The results of this investigation indicate that this effect should have nondestructive testing applications.

Для проведення якісного технічного діагностування обладнання промислового сектора України потрібно розробляти та застосовувати нові ефективні методи неруйнівного контролю. Внаслідок довготривалого експлуатування виробів зі сталей, зокрема, під дією навантажень, матеріал змінює структуру, що призводить до різкого погіршення його властивостей, а також, у подальшому, до зародження та розвитку мікротріщин. Для контролювання стану ферромагнетних елементів конструкцій та визначення їхньої довговічності перспективним є метод магнетопружної акустичної емісії (MAE). Він поєднує два фізичні принципи: перемагнення зовнішнім магнетним полем і реєстрацію пружних хвиль, які виникають під час стрибкоподібного переміщення доменних стінок в об'ємі зразка. Перевагами методу MAE за дослідження напруженого стану ферромагнетних конструкцій, у порівнянні з відомими методами діагностики, є відсутність додаткового навантаження, вимог до підготовки поверхні, потреби в зупинці роботи чи зміни робочого режиму елемента, що підлягає контролю.

Метою роботи було діагностування стану ферромагнетних зразків за дії прикладеного зовнішнього одновісного навантаження застосовуючи метод MAE. В експериментах використовували комплект апаратури для збудження, відбору, реєстрації та опрацювання сигналів MAE. Для

досліджень виготовляли експериментальні пластинчасті зразки з ніколу та трубної сталі 19Г. Перемагнення здійснювали сигналом синусоїдальної форми з частотою 9 Гц, використовуючи накладний П-подібний електромагнет та соленоїд.

До нікелового та сталевого зразків прикладали зусилля одновісного розтягу (для ніколу напруження σ змінювали від 0 МПа до 110 МПа, для сталі – до 280 МПа) та реєстрували залежності суми амплітуд сигналів МАЕ від амплітуди індукції перемагнечувального поля B . З одержаних експериментальних результатів помітно, що значення суми амплітуд сигналів МАЕ збільшується зі зростанням амплітуди індукції B поля перемагнення. За сталої індукції магнетного поля та зі збільшенням прикладених навантажень розтягу сума амплітуд зменшується (рис. 1) для обох зразків. Також нами досліджено, що зі збільшенням σ та B спостерігається зміна форми обвідної та зменшення амплітуди і тривалості сигналів МАЕ (розраховано на половині амплітуди сигналу).

На основі цього констатуємо, що наявність напружень понижує інтенсивність та величину стрибків доменних стінок, що можна пояснити створенням додаткових центрів закріплення, які перешкоджають руху стінок.

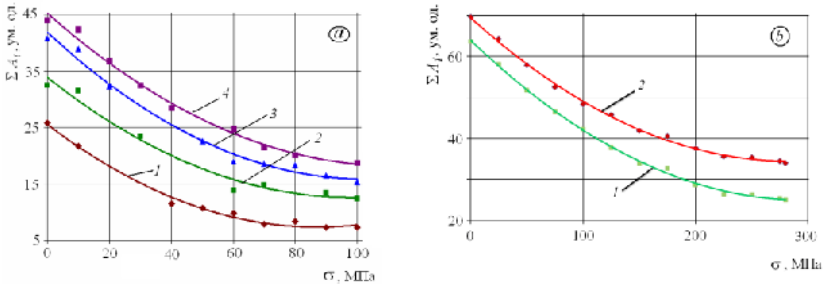


Рис. 1. Залежності суми амплітуд сигналів МАЕ від напружень, зумовлених зовнішнім навантаженням: а – нікелова пластинка (1 – $B = 0.2$ Тл, 2 – $B = 0.265$ Тл, 3 – $B = 0.3$ Тл, 4 – $B = 0.35$ Тл); б – трубна сталь 19Г $B = 1.28$ Тл (1 – соленоїд; 2 – накладний П-подібний електромагнет)

Дослідження показали, що параметри сигналів МАЕ, зокрема, сума амплітуд, форма обвідної, тривалість є достатньо чутливими до напружено-деформованого стану об'єктів діагностування, що свідчить про можливість застосування даного методу для проведення неруйнівного контролю елементів феромагнетних конструкцій після тривалого періоду експлуатування.

УДК 621.1

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕРМІНУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ
ПЕРЕВАНТАЖУВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ НА МІЦНІСТНІ
ХАРАКТЕРИСТИКИ РОЗРАХУНКОВИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ**

**RESEARCH OF THE LOADING EQUIPMENT OPERATIONAL TERM
INFLUENCE ON CHARACTERISTICS OF STRENGTH OF STEEL
CONSTRUCTIONS**

Віталій Пустовий, Павло Семенов

*Одеський національний морський університет,
вул. Мечникова, 34, м. Одеса, 65029, Україна*

The article presents the results of the research of strength characteristics of loading equipment steel construction which spent standard operating life.

Причальний грейферний перевантажувач – відповідальне високо-технологічне вантажопідйомне обладнання, оснащене вантажозахоплювальним органом – грейфером, має велику вантажопідйомність та високу інтенсивність вантажних робіт при перевантаженні навалювальних вантажів, експлуатується в морських портах при навантаженні – розвантаженні суден.

Для вантажопідйомного обладнання такого класу, завод-виробник розраховує термін служби 20 – 25 років, під час якого перевантажувач, при експлуатації у важкому режимі, має ресурс напрацювання не менше $1 \cdot 10^6$ циклів. Досліджений грейферний перевантажувач 1976 року виготовлення, відпрацював понад 40 років у важкому режимі і вичерпав свій розрахунковий ресурс, який забезпечує безпечну експлуатацію перевантажувача. Таким чином, на дослідження виносяться завдання з визначення рівня зниження міцнісних характеристик металоконструкції грейферного перевантажувача після відпрацювання розрахункового терміну служби.

Проведено комплексне дослідження технічного стану металоконструкції перевантажувача, яке включає технічне діагностування із застосуванням неруйнівних методів контролю; дослідження напружено-деформованого стану сталей металоконструкції за параметрами коерцитивної сили; дослідження механічних властивостей (межа міцності

σ_v, межа плинності σ_{0,2}, відносне видовження δ і відносне звуження ψ, ударна в'язкість KCV) сталей металокопструкції, з використанням руйнівних методів, за зразками, виготовленими з ділянок металокопструкції, вирізаних у найвантажениших зонах перевантажувача.

Проведено технічне діагностування перевантажувача відповідно до організаційно-методичних документів, із застосуванням неруйнівних методів контролю, за результатами якого технічний стан перевантажувача визначено як несправний. Проведено магнітний контроль металокопструкції перевантажувача з метою визначення ділянок елементів, що сприймають найбільші напруження (максимальні значення коерцитивної сили) під час експлуатації. Проведено дослідження металокопструкції перевантажувача з використанням руйнівних методів визначення механічних властивостей матеріалу. Проведено фрактографічне дослідження – аналіз специфіки руйнування зразків сталей на ділянках їх зламів відповідно до довідкових матеріалів.

На підставі узагальнення і аналізу результатів проведених досліджень ступеню деградації металокопструкції причального рейферного перевантажувача сформульовані такі висновки:

1. Загальний технічний стан рейферного перевантажувача не забезпечує його безпечну експлуатацію через зниження міцнісних характеристик металокопструкції від дії деградаційних процесів у метали окремих ділянок копструкції, що сприймають найбільші напруження від експлуатаційних навантажень.

2. Перевантажувач, за результатами експертного обстеження знаходиться в несправному стані, розрахункові металокопструкції мають недопустимі пошкодження і дефекти, що знижують загальну міцність копструкції, розвиток яких може призвести до аварійного стану окремих елементів копструкції під впливом номінальних навантажень.

3. Металокопструкції перевантажувача, за результатами магнітного контролю напружено-деформованого стану знаходяться в гранично-допустимому стані, параметр коерцитивної сили досягає граничних значень.

4. Металокопструкція морської консолі перевантажувача, через тривалу експлуатацію у важкому режимі, має необоротні деградаційні зміни. Проведені дослідження сталей металокопструкції із застосуванням руйнівних методів, а також фрактографія зон руйнування досліджених зразків визначили ознаки деградації, які призводять до значного зниження міцнісних характеристик матеріалу і підвищують схильність металу до крихкого руйнування під дією напружень значно менших межі міцності.

УДК 539.3

ПОШИРЕННЯ ПОВЕРХНЕВОЇ ВТОМНОЇ ТРІЩИНИ В ОСІ ВАГОННОЇ ЗАЛІЗНИЧНОЇ КОЛІСНОЇ ПАРИ

FATIGUE CRACK PROPAGATION IN A RAILWAY CAR WHEEL AXLE

Денис Рудавський¹, Юрій Канюк¹, Віктор Бас²

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

²ПАТ «Львівський локомотиворемонтний завод», м. Львів, 79000, Україна
rudavsky@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 by energy approach of fracture mechanics of materials. It is shown, that comparatively small crack-like defects at the wheel axle surface reach critical sizes in comparatively short run.

Осі колісної пари – одні з найвідповідальніших елементів ходової частини залізничного транспорту. За останній час стрімко зростає кількість випадків їх втомного руйнування під час експлуатації вантажних вагонів. Причина цього – поступове нагромадження втомних мікрodefektів у матеріалі осі за дії циклічного навантаження під час руху потяга. Такі початкові мікрodefekти є потенційними місцями зародження та розвитку втомної тріщини, що може призвести до повного руйнування осі під час руху залізничного вагона з важкими катастрофічними наслідками. Найпоширеніші дефекти, які виявляють на поверхнях, близькі за формою до півеліптичної тріщини. За експлуатаційного навантаження середня частина осі колісної пари перебуває в умовах, близьких до чистого згину (рис. 1).

Для визначення функції швидкості V росту втомної тріщини у довільній точці B її півеліптичного контуру (рис. 1,*b*) скористалися рівнянням, яке отримали за енергетичним підходом механіки руйнування:

$$V_B(a,b) = a_1 \frac{\Delta K_{IB}^4(a,b) - a_2}{a_3 - (1-R)^{-2} \Delta K_{IB}^2(a,b)} \quad (1)$$

де ΔK_{IB} – розмах коефіцієнта інтенсивності напружень у точці B , R – асиметрія циклу навантаження, a_i ($i = 1, 2, 3$) – деякі константи матеріалу, що визначають з експерименту на втому.

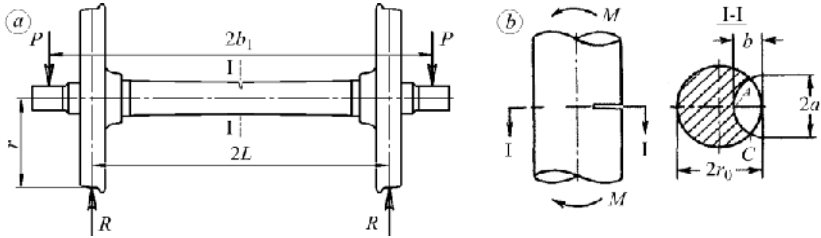


Рис. 1. Схема навантаження колісної пари з поверхневою тріщиною в середньому перерізі осі (а) та геометрія розташування поперечної півеліптичної тріщини (b)

Залежності довжин півосей a та b від кількості циклів навантаження N визначатимуть кінетику росту тріщини, і їх можна отримати з розв'язку системи двох звичайних диференціальних рівнянь:

$$da/dN = V_C(K_{IC \max}(a, b)), \quad db/dN = V_A(K_{IA \max}(a, b)) \quad (2)$$

з відповідними граничними умовами :

$$a(0) = a_0, \quad b(0) = b_0; \quad a(N_c) = r_0, \quad (3)$$

де $V_{C, A}$ – функції швидкості росту півеліптичного контуру тріщини відповідно у точках C та A (рис. 1b), $K_{IC \max}$ та $K_{IA \max}$ – коефіцієнти інтенсивності напружень у них (рис. 1b), N_c – гранично-допустима кількість циклів навантаження – розвантаження тріщини.

Систему (2) – (3) розв'язували числовим методом Рунге-Кутта. Встановлено, що порівняно невеликі за розмірами тріщиноподібні дефекти на її поверхні можуть за невеликий пробіг досягнути критичних розмірів. Кінетика росту втомної поверхневої тріщини залежить не тільки від площі початкового тріщиноподібного дефекту, але й істотно – від початкової конфігурації, тобто співвідношення між великою (a_0) та малою (b_0) півосями його півеліптичного контуру.

УДК 620.191.33

**КОРОЗИЙНО-ВТОМНА ПОШКОДЖУВАНІСТЬ ТРИВАЛО
ЕКСПЛУАТОВАНИХ ГНУЧКИХ ТРУБ КОЛТЮБІНГОВИХ
УСТАНОВОК**

**CORROSION FATIGUE DAMAGING IN LONG-TERM EXPLOITED
FLEXIBLE PIPES OF COILED TUBING EQUIPMENT**

Андрій Сиротюк¹, Олег Витязь²

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

²Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна

The results of a study of surface corrosion fatigue initiation and growth in long-term exploited flexible pipes of coiled tubing equipment under the joint action of service cyclic loads and aggressive operating media (drilling fluids of different composition) are presented.

Розглянуто проблему потенційних відмов у роботі та поломок колтюбінгових установок, що зумовлені корозійно-механічною пошкоджуваністю гнучких труб (ГТ) за тривалої дії специфічних експлуатаційних умов: циклічні навантаження різної природи у поєднанні з одночасною дією агресивних робочих середовищ (технологічних – всередині труби та пластових вод – назовні труби).

Створено базу даних пошкоджень ГТ колтюбінгових установок та класифіковано їхні експлуатаційні пошкодження (втомні; механічні; корозійні; виробничі тощо).

Зроблено огляд розрахункових, лабораторних методів дослідження для визначення характеристик елементів ГТ за різних випробувань (втомних; міцнісних; корозійних, а також на тріщиностійкість) і встановлення впливу умов експлуатації та агресивних робочих середовищ.

Грунтуючись на експериментально-розрахункових підходах фізико-хімічної механіки руйнування і міцності матеріалів, розроблено та апробовано методика лабораторних досліджень поверхневої пошкоджуваності сталей ГТ, що реалізується шляхом зародження та подальшого розвитку поверхневих тріщиноподібних дефектів за дії циклічних навантажень. Методика враховує специфіку навантажень, що виникають під час експлуата-

ції колтюбінгових установок та вплив робочих агресивних середовищ. З її допомогою можна встановити основні стадії процесу руйнування ГТ, тобто зародження початкової пошкоджуваності матеріалу, утворення поверхневих тріщиноподібних дефектів, а також їх подальший розвиток до руйнування труби.

Наведено результати випробувань елементів ГТ із зовнішнім діаметром $d = 38,10$ мм і товщиною стінки $t = 2,95$ мм, які виготовлені зі сталі марки А606 (межа міцності $\sigma_U = 748$ МПа; межа течіння $\sigma_Y = 628$ МПа). Зокрема, для внутрішньої поверхні таких труб побудовано експериментальні залежності „довжина поверхневого тріщиноподібного дефекту – кількість циклів навантаження” за різних значень амплітуди циклічного навантаження, а також у різних робочих середовищах (мінералізований буровий розчин; розчин для освоєння свердловин; конденсат Яблунівського газоконденсатного родовища).

Проаналізовано кінетику розвитку поверхневих корозійно-втомних тріщиноподібних дефектів у даній сталі за сумісної дії робочих циклічних навантажень та агресивних середовищ (бурових розчинів різного складу). Спільний аналіз цих даних разом з послідовними зображеннями досліджуваної поверхні дозволив ідентифікувати наступні стадії поверхневого корозійно-втомного руйнування сталі марки А606: зародження тріщин від модельних корозійних дефектів, їх розвиток та утворення макротріщини.

Базуючись на експериментально встановлених закономірностях, розроблено розрахункові моделі оцінювання пошкоджуваності та руйнування матеріалів ГТ в експлуатаційних умовах. Одержано основні аналітичні залежності для розрахунку довговічності ГТ залежно від прикладених циклічних навантажень і параметрів робочого середовища.

Розглянуто й обговорено перспективи подальших досліджень та використання отриманих результатів для розроблення комплексу інженерно-технічних заходів щодо підвищення надійності та довговічності ГТ, а також запобігання виникненню аварійних ситуацій на колтюбінгових установках при виконанні широкого спектру технологічних операцій.

Публікація містить результати досліджень, проведених за проектом Р6.1 «Розроблення нових методів підвищення надійності та довговічності гнучких труб для газонафтовидобування за колтюбінговими технологіями» цільової програми наукових досліджень НАН України «Надійність і довговічність матеріалів, конструкцій, обладнання та споруд» (Ресурс–2).

УДК 539.3

ПЛОСКИЙ КОНТАКТ ПРЯМОКУТНОГО ШТАМПА З ПРУЖНОЮ ПІВПЛОЩИНОЮ З УРАХУВАННЯМ ЗНОШУВАННЯ

PLANE CONTACT OF RECTANGULAR PUNCH AND ELASTIC HALF-
PLANE WITH DUE ACCOUNT OF WEAR

Георгій Сулим¹, Володимир Онишкевич²

¹Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, 79000, Львів, Україна;

²Національний лісотехнічний університет України,
вул. Генерала Чупринки, 103, 79057, Львів, 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. Contact stresses are found in Fourier series which coefficients satisfy the dual integral equations. It leads to the system of nonlinear algebraical equations for unknown coefficients. The evolution of contact stresses, wear and abrasion in the time is given.

Задачі з урахуванням зношування вперше було розглянуто в [2, 3], а його математичні моделі було подано в [1]. Розглянуто плоску задачу про зношування пружного півпростору під дією прямокутного в перерізі штампа, що рухається уздовж твірної зі сталюю швидкістю. Температурними ефектами, які неминуче виникають, цим разом нехтуємо. Задача розглядається у квазістаціонарній постановці. Нехай до моменту часу $\tau = 0$ під втиснутим силою P у пружну півплощину штампом тиск стаціонарно розподілявся, змінюючи мікронерівності поверхні. З моменту часу $\tau = 0$ штамп рухається зі сталюю швидкістю V_0 і відбувається стирання півплощини. Поза штампом поверхня півплощини незавантажена. Для розв'язування задачі необхідно зінтегрувати рівняння теорії пружності

$$\mu \Delta u + (\lambda + \mu) \partial \theta / \partial x = 0, \quad \mu \Delta v + (\lambda + \mu) \partial \theta / \partial y = 0,$$

де $\theta = \partial u / \partial x + \partial v / \partial y$; u і v – компоненти вектора переміщень; λ і μ – коефіцієнти Ламе, за таких крайових умов:

$$y = 0: v = f(x) + (k_1 V_0 \tau / H_b + k_2) \left| \sigma_y(x) \right|^\alpha, \quad |x| \leq a,$$
$$\sigma_y(x) = 0, \quad |x| \geq a; \quad \tau_{xy}(x) = 0, \quad |x| < \infty.$$

Тут $f(x)$ – задані під штампом переміщення; a – півширина штампа; H_b – твердість за Брінелем матеріала півплощини; τ – час. Процес зношування визначається параметрами $k_1, k_2, 0 \leq \alpha \leq 1$.

Розв'язок задачі теорії пружності будується за допомогою інтегрального перетворення Фур'є. Контактні напруження шукаються у вигляді ряду Фур'є, коефіцієнти розвинення якого задовольняють парним інтегральним рівнянням, що призводять до системи нелінійних алгебричних рівнянь. При значеннях параметрів $\alpha = 0$ та $\alpha = 1$ система перетворюється у лінійну. Ці крайні випадки є найбільш цікавими, оскільки дають можливість обчислити найменше та найбільше стирання. При $0 < \alpha < 1$ розв'язок задачі буде розташований між розв'язками вказаних задач, в для цього випадку можна використати ітераційні методи.

Числові обчислення проведено при таких параметрах (система SI): матеріал півплощини – алюміній ($H_b = 11,3$; $\lambda = 5,6 \times 10^{10}$; $\mu = 2,6 \times 10^{10}$; $V_0 = 0,25$; $a = 0,25$; $f(x) = \text{const} = 0,01$; $k_1 = 10^{-10}$; $k_2 = 10^{-11}$. Отримано еволюцію контактних напружень, зношування і стирання в часі. Зокрема, у випадку $\alpha = 1$ зі збільшенням часу (швидкості) взаємодії вертикальні переміщення зростають, що свідчить про інтенсивніше зношення матеріалу. При $\alpha = 0$ вертикальні переміщення v виявилися сталими. Отримано збіг часткових випадків $\alpha = 0, \tau = 0$ з відомими.

Відзначимо, що на отриманий розв'язок слід накласти розв'язок антиплоскої задачі, коли до півплощини прикладено дотичні напруження $\tau_{yz} = k\sigma_y$, де k – коефіцієнт тертя, а σ_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. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости при наличии износа // ПММ. – 1976. – 40. №6. – С. 981–989. 3. 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.

УДК 539.3

ТЕРМОПРУЖНІСТЬ АНІЗОТРОПНИХ ТІЛ З ПРОСТОРОВИМИ НЕПЛОСКИМИ ТРІЩИНАМИ

THERMOELASTICITY OF ANISOTROPIC SOLIDS WITH SPATIAL
NON-FLAT CRACKS

Георгій Сулим¹, Ярослав Пастернак²

¹Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, 79000, м. Львів, Україна;

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

This study presents a solid boundary element approach for analysis of stress intensity factors at the front line of non-flat cracks in anisotropic thermoelastic materials.

На цей час анізотропні термопружні матеріали набули широкого використання в конструкціях машино- та авіабудування. Це зумовлює значний науковий інтерес до побудови методів розв'язування відповідних задач термомеханіки. Однак, на відміну від двовимірних, тривимірні задачі термопружності анізотропних тіл з тріщинами є ще недостатньо вивченими. Тому у цій праці створено методику та отримано двовимірні гіперсингулярні інтегральні рівняння термопружності анізотропних тіл. При розв'язуванні отриманих рівнянь методом граничних елементів необхідно обчислювати двовимірні сингулярні та гіперсингулярні інтеграли. Для вирішення цього завдання у доповіді запропоновано використовувати розривні квадратичні прямокутні граничні елементи та переходити до полярної системи координат при визначенні особливих інтегралів. При цьому у числовій реалізації сумісно застосовуються квадратура Гаусса для регулярного інтеграла за полярним кутом та модифікована квадратура Кутта для гіперсингулярних інтегралів за радіальною координатою. Для врахування кореневої особливості фізико-механічних полів на фронті тріщини запропоновано використовувати спеціальні функції форми. У випадку теплоізольованої тріщини вони є регулярними (пропорційними до кореня відстані до фронту) та однаковими для стрибків температури та переміщень. У випадку заданої на тріщині температури, функції форми для стрибка теплового потоку

мають кореневу особливість. Використання спеціальних функцій форми дає можливість високоточного обчислення коефіцієнтів інтенсивності напружень на фронті тріщини.

УДК 669.295:621.785.062

**ПІДВИЩЕННЯ ОПОРУ ВТОМІ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ
МОДИФІКУВАННЯМ ПРИПОВЕРХНЕВОГО ШАРУ АЗОТОМ ТА
ВУГЛЕЦЕМ**

**INCREASING OF FATIGUE RESISTANCE TITANIUM ALLOYS
BY MODIFYING NEAR-SURFACE LAYER WITH NITROGEN AND
CARBON**

**Василь Труш, Ірина Погрелюк, Олександр Лук'яненко,
Віктор Федірко**

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

The paper presents the results of experimental studies on the effect of modification of the surface layer of a titanium alloy on nitrogen and carbonaceous gaseous media on fatigue life by pure bending. The characteristics of the reprocessed layer (hardness of the surface and the depth of the hardened zone) are given, which provide an increase in fatigue life with symmetrical pure bending at a strain amplitude $\pm \varepsilon_a = 0.6\%$.

Протягом усієї історії застосування титанових сплавів зростання їх виробництва та обсягів використання в різних конструкціях неодноразово переривався різкими спадами. Причинами цього були наслідки невчасно усвідомлених особливостей титану, пов'язаних з його високою реакційною здатністю щодо елементів втілення (кисню, азоту й вуглецю), насичення якими обумовлює твердорозчинне зміцнення титанової матриці. У цих випадках у металі формується приповерхневий газонасичений шар певної глибини з градієнтом концентрації домішки втілення. Оскільки газонасиченому шару властива підвищена твердість, його називають зміцненим шаром. Тобто маємо справу з так званим твердорозчинним зміцненням приповерхневого шару титанових сплавів. Газонасичений шар впливає на експлуатаційні властивості виробів загалом, тому обираючи

режими термічної обробки (температурно-часових та газодинамічних параметрів середовища) потрібно враховувати взаємодію титанових сплавів з елементами втілення та прогнозувати наслідки її впливу на експлуатаційні їхні властивості.

Авторами встановлено оптимальні параметри зміцнення киснем приповерхневого шару (твердість поверхні та глибини зміцненої зони), який підвищує втомні властивості титанового сплаву ВТ1-0, а також показано, що в цьому шарі створюються стискальні напруження, подрібнюються субзеренна структура та утворюється коміркова дислокаційна структура. Однак для модифікування поверхні титанових сплавів, крім кисню, можна застосувати також інші елементи втілення – азот і вуглець.

Тому, метою цієї роботи було встановити твердість поверхні та глибину зміцненої зони титанового сплаву ВТ1-0 після модифікування поверхневого шару в азотовмісному та вуглецевмісному газових середовищах, які забезпечать підвищення втомної довговічності за симетричного чистого згину (амплітуда деформації $\pm \varepsilon_a = 0,6\%$).

Дослідженнями встановлена залежність втомної довговічності титанового сплаву ВТ1-0 за чистого згину від відносного рівня зміцнення поверхні K (після насичення в азот- та вуглецевмісному газовому середовищі). Згідно з отриманими результатами, за насичення азотом та вуглецем найбільший приріст втомної довговічності зафіксовано за наявності таких параметрів зміцнення: $K = 80\%$ та $l = 20$ мкм та $K = 90\%$ та $l = 50$ мкм відповідно. Величина приросту втомної довговічності за амплітуди циклу деформації $\pm \varepsilon_a = 0,6\%$ становить $\Delta = 22\%$ і $\Delta = 30\%$ відповідно.

Отже, можна зробити висновок, що встановлено характеристики зміцненого приповерхневого шару (K , l) на титановому сплаві ВТ1-0, які підвищують втомну довговічність зразків з цього сплаву за чистого згину з амплітудою деформації $\pm \varepsilon_a = 0,6\%$, після термічної обробки в азот- та вуглецевмісному газовому середовищі.

УДК 539.3

INFLUENCE OF ROLLING ON DEFORMATION PROCESS OF AL/CU BIMETALLIC SHEET DURING MULTIDIRECTIONAL STRETCHING

Robert Uścińowicz

*Department of Mechanics and Applied Computer Science, Faculty of
Mechanical Engineering, Bialystok University of Technology, 15-351
Bialystok; Wiejska 45C, Poland, r.uscinowicz@pb.edu.pl*

The paper presents the results of analysis of deformation process and hardening during tensile tests performed in different directions in the plane of bimetallic Al/Cu sheet and its components.

During rolling process of Al/Cu "sandwich" type bimetallic sheets, a strongly oriented internal structure is formed in both connected metal layers. It decides about their later material deformations capabilities in terms of large strains. Realised research was aimed at searching for optimal directions of deformation in the plane of Al/Cu bimetallic sheet requiring the lowest expenditure of energy in the stretching process and assessment of its ability to directional hardening. The subject of analyses were values of the uniform elastic L_e and plastic L_p strain energies per unit volume and coefficients K , n , ε_0 of the three-parameter Swift's equation describing the hardening curve in the form: $\sigma_r = K(\varepsilon_0 + \varepsilon_r)^n$, where σ_r , ε_r - true stress and strain, respectively.

In order to determine the above-mentioned quantities, uniaxial monotonic stretching tests were carried out on the MTS Mini Bionix 858 machine at 293K. The flat mini-specimens for tensile tests were cut from Al/Cu bimetallic sheet (Al- 48.4%, Cu- 51.6%) in seven directions at an angle of $\alpha = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$ in relation to direction of its rolling. At the same time, aluminium and copper mini-specimens of identical geometry were made from Al/Cu sheet, removing one metallic layer.

Metallographic examinations of the bimetal Al/Cu showed that the rolling process caused to form strongly directional structure in the Al and Cu layers, i.e. directional and regularly oriented axis of grains systems, blocks, phase distributions, inclusions, defects and micro-stresses due to the heterogeneity of plastic deformation in the layers. The values of strain energy L_e necessary to elastic deformation of unit volume of tested materials (Al, Cu and Al/Cu) were weakly dependent on α . The unit plastic energy L_p of materials was characterized by greater variability of values (Fig. 1b). The maximum value was reached for the bimetal Al/Cu at an angle of $\alpha = 60^\circ$ and the lowest for $\alpha = 0^\circ$. The relative difference was 70%. In the case of aluminium, the slight increase of L_p values were observed along with increase of angle α . On the basis of analysis of the variation of the hardening coefficient n in relation to α (Fig.1 a) it was found that the maximum values of n were for angle $\alpha = 45^\circ$. The largest values of the coefficient n for Al, Cu and Al/Cu, was

respectively: 0.072, 0.026, 0.053. The coefficient for the investigated materials grow slightly with increase of angle α , and for copper the increase was almost linear.

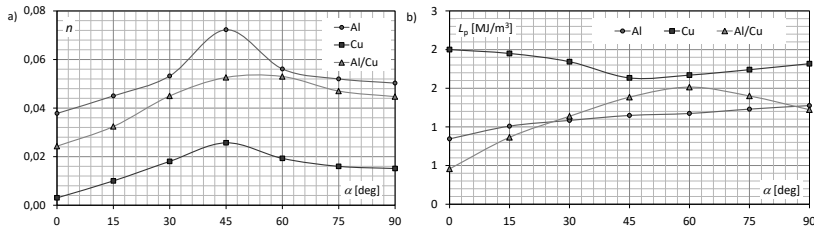


Fig.1. The values of coefficient n (a) and plastic strain energy per unit volume L_p (b) for different α .

The paper was prepared as a part of the research project No. S/WM/4/2017 of Bialystok University of Technology financed by the Polish Ministry of Science and Higher Education.

УДК 539.3

ESTIMATING OF TIME TO FRACTURE OF AL/CU BIMETAL IN CREEP PROCESS

Robert Uścińowicz

Department of Mechanics and Applied Computer Science, Faculty of Mechanical Engineering, Bialystok University of Technology, 15-351 Bialystok; Wiejska 45C, Poland, r.uscinowicz@pb.edu.pl

The paper presents the results of creep tests of Al/Cu bimetal at constant temperature 523K. The aim of the study was to estimate time to fracture based on the strain rate in the second creep stage.

Monitoring of long-term thermal influence on loaded elements and structures made from Al/Cu bimetal is necessary to ensure their safe operation in electronics and power energy.

Creep tests were carried out on flat specimens, which were cut from Al/Cu bimetallic sheet (Al-48.4%, Cu-51.6%) in the direction of the rolling. Al/Cu sheet consisted of aluminium (A1) and copper sheet (M1E) joined

permanently. Creep tests were carried out at the temperature of 523K in an electrofusion furnace on a lever type creep machine. The stress range used for testing included values between 88.5-137.9 MPa. The homologous temperature of Al and Cu under test conditions was 0.39 and 0.56, respectively.

During creep tests the tested material was characterized by low deformability, which confirms its strong hardening during joining of layers. The maximum value of strain to fracture was $\varepsilon_R=1.8\%$. An exponential decline in ε_R was observed from 1.8% to 0.4% with increase time to fracture t_R . The relationship between time to fracture t_R and the minimum creep rate $\dot{\varepsilon}_{\min.}$ was described by the Monkman-Grant's (M-G) equation in the form: $t_R \cdot (\dot{\varepsilon})^\beta = C$, where C, β – constant. The total time to fracture t_R in the creep tests was inversely proportional to the power function of the steady creep rate (Fig. 1). The value of the exponent β determined for the Al/Cu bimetal from the M-G equation was 0.903, and the coefficient C was 0.0133. On the base of experiment data the linear relationship between t_R and $\dot{\varepsilon}_{\min.}$ in logarithmic system was observed because of the value $\beta \rightarrow 1$.

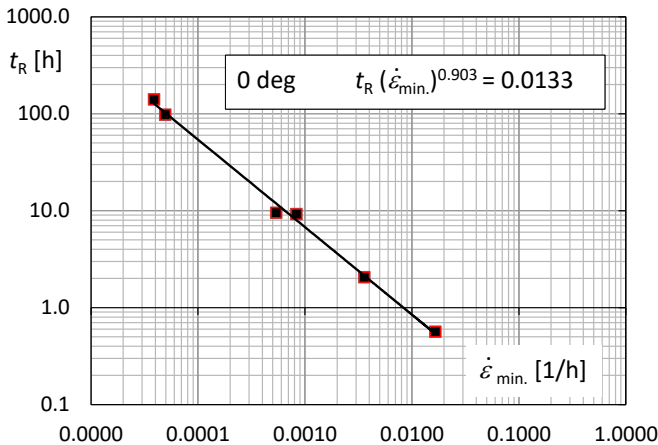


Fig.1. The relationship between time to fracture t_R and minimum creep rate $\dot{\varepsilon}_{\min.}$.

The Leckie and Hayhurst parameter λ_{L-H} , which characterised sensitivity (tolerance) of the material to creep failure was determined from equation in the form: $\lambda_{L-H} = \varepsilon_R / (\dot{\varepsilon}_{min} \cdot t_R)$. It was a measure of the ability of materials to redistribute stress in their structure. In the tested bimetal, the value of λ_{L-H} was 2.03. It was indicated that the creep failure was an intergranular nucleation of voids.

The paper was prepared as a part of the research project No. S/WM/4/2017 of Bialystok University of Technology financed by the Polish Ministry of Science and Higher Education.

УДК 539.3

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ШТИФТО-ШПИЛЬКОВОГО З'ЄДНАННЯ ВІДСІКІВ РАКЕТИ З ВРАХУВАННЯМ ЗАТЯГУВАННЯ КРІПЛЕННЯ

STRESSED AND STRAINED STATE OF PIN AND STUD JOINT TO CONNECT ROCKET SECTIONS WITH STUD TIGHTENING TAKEN INTO ACCOUNT

Володимир Харченко, Дмитро Клименко

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

An analytical and experimental method to ensure strength of a pin and stud joint to connect rocket sections and results from analyzing a stressed and strained state of the joint with stud tightening taken into account are considered.

У практиці ДП «КБ «Південне» найбільш вживаними в конструкціях стиків суміжних відсіків ракети, виготовлених з полімерних композиційних матеріалів (ПКМ), є штифто-шпилькові з'єднання (ШШЗ). Для забезпечення міцності ШШЗ за всіх умов та випадків експлуатації (транспортування, старт ракети, політ тощо) потрібно призначити достатній рівень затяжки кріплення.

З метою забезпечення міцності стиків у ДП «КБ «Південне» проводиться комплекс розрахунково-експериментальних робіт, який включає експериментальне дослідження фізико-механічних характеристик (ФМХ) матеріалів у діапазоні температур експлуатації, розрахунок напружено-деформованого стану (НДС) ШШЗ та визначення потрібного рівня затягування кріплення, експериментально-розрахункове визначення параметрів затягування для вибраного способу затягування кріплення, експериментальне підтвердження міцності ШШЗ на натурних конструкціях, їхніх фрагментах або моделях та розрахункова верифікація випробувань.

Для вибору сили затягування кріплення, що забезпечує міцність стиків, проводиться серія розрахунків НДС ШШЗ методом скінченних елементів з допомогою системи ANSYS для різних рівнів затягування кріплення. При розрахунках враховуються такі фактори, як контактна взаємодія елементів стику між собою, пружно-пластичне деформування металевих матеріалів, ортотропія ФМХ ПКМ і нагрів конструкції. За результатами аналізу НДС всіх елементів ШШС вибирають потрібні параметри затягування виходячи із забезпечення статичної міцності ШШС.

Проведений розрахунок на міцність ШШС без врахування та з врахуванням різного рівня попереднього затягування кріплення. Показана істотна залежність параметрів НДС ШШЗ від рівня попереднього затягування кріплення.

УДК 539.3:620.194:669.788

ВРАХУВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ДЕГРАДАЦІЇ СТАЛЕЙ У РОЗРАХУНКАХ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ТРУБ НАФТОГАЗОПРОВОДІВ

**TAKING INTO ACCOUNT OF IN-SERVICE STEELS DEGRADATION AT
CALCULATIONS OF PIPE RESIDUAL LIFETIME OF OIL AND GAS
PIPELINES**

Іван Штойко, Ірина Долінська, Ярослав Хабурський, Юрій Канюк

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

The calculations of residual lifetime of pipes of oil and gas pipelines for X52, X60 and X70 steels after of long-term loading, action of hydrogenation, ground corrosion and taking into account a degradation of the materials in course of time to 30 years are presented.

Наведені методи визначення залишкового ресурсу трубопроводів з урахуванням тривалого статичного і змінного тисків у трубі, ґрунтової корозії, наводнювання і врахування деградації трубних сталей. Вони стосуються низки умов експлуатаційного навантаження труб.

Визначення залишкового ресурсу труби газопроводу зі сталі X52 за дії статичного тиску і ґрунтової корозії Розглянемо трубу товщиною стінки $h = 12$ мм зі сталі X52 піддану довготривалому статичному тиску $p = 8$ МПа природнім газом, яка послаблена зовнішньою поверхневою півеліптичною тріщиною з півосями a_0, b_0 . У тріщину проникає ґрунтове середовище, що викликає її корозійно-механічне поширення. Задача полягає у визначенні часу $t = t_*$, коли корозійно-механічна тріщина пройде наскрізь стінки труби, тобто $b = h$, і настане її розгерметизація. Розв'язок поставленої вище задачі здійснюємо на основі раніше розробленого авторами енергетичного підходу. В результаті для визначення залишкового ресурсу труби отримали формулу

$$t_* = -0,5(103 + 23t_0) + \sqrt{0,25(103 + 23t_0)^2 + 10^5(h - b_0)}, \quad (1)$$

де t_0 – час експлуатації труби до моменту прогнозування ресурсу.

Визначення залишкового ресурсу труби нафтопроводу зі сталі X70 за турбулентного потоку нафти. Руйнування починається з внутрішньої поверхні труби, а потік нафти моделюємо двочастотним навантаженням. Для наближеного визначення залишкового ресурсу труби поряд з енергетичним підходом використовуємо метод еквівалентних площ, за допомогою якого розв'язок задачі зведемо до певної математичної моделі. Разом з тим, з роками експлуатації матеріал труби деградує, тобто параметри кінетичної діаграми втомного руйнування α, K_m, K_{fc} будуть залежати від часу t (в циклах навантаження N) експлуатації, а N_0 – початковий час експлуатації:

$$\alpha(N) = 10^{-8} [1,6 - 2 \cdot 10^{-4} (N + N_0)] \text{ (МПа)}^{-2} \text{ (цикли)}^{-1}; \quad (2)$$

$$K_m(N) = 9,1 - 1,3 \cdot 10^{-3} (N + N_0) \text{ МПа}^{1/2}; K_{fc}(N) = 98 - 1,3 \cdot 10^{-2} (N + N_0) \text{ МПа}^{1/2}.$$

Для конкретних параметрів геометрії і навантаження отримуємо диференціальне рівняння зі змінними коефіцієнтами, інтегруємо чис-

ловим методом, У результаті побудовані графічні залежності залишкового ресурсу труби від початкового розміру дефекту ρ_0 і початкового часу експлуатації N_0 . Отримано, що збільшення початкового дефекту і початкового часу експлуатації значно зменшує залишковий ресурс нафтопроводу.

Визначення залишкового ресурсу труби нафтопроводу за змінного потоку нафти та наводнювання сталі Х60. Розглянемо трубу із зовнішньою поверхневою півеліптичною тріщиною, яка наводнюється і в яку проникає ґрунтове корозивне середовище (див. рис. 1). Беремо до уваги, що діаграмам втомного поширення тріщини властиві плато сталої швидкості $V(N)$, яку можемо подати наближено так:

$$V(N) \approx 10^{-7} [1,4 + 0,14(N_0 + N)] \text{ м/цикл.} \quad (3)$$

У результаті цього для визначення залишкового ресурсу t_* труби отримуємо такі формули:

$$N_* = \sqrt{(10 + N_0)^2 + 14,3 \cdot 10^7 (0,0187 - b_0) - 10 - N_0} \text{ цикли,} \quad (4)$$
$$t_* = 0,015 [\sqrt{(10 + N_0)^2 + 14,3 \cdot 10^7 (0,0187 - b_0) - 10 - N_0}] \text{ роки.}$$

За формулою (4) побудовані графічно залежності t_* від початкової глибини тріщини b_0 і початкового часу її експлуатації t_0 . Обчислено, що залишкова довговічність труби істотно спадає зі збільшенням названих показників.

УДК 539.3

РУЙНУВАННЯ СМУГИ З ТРІЩИНОЮ ПРИ ЗНАКОЗМІННИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

FRACTURE OF THE BAND WITH THE CRACK UNDER ALTERNATING LOADING

**Микола Шульженко, Павло Гонтаровський, Наталія Гармаш,
Ірина Мележик**

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

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

Розроблено методика розрахункового оцінювання росту тріщин у плоских та осесиметричних елементах конструкцій при багаторежимних знакозмінних навантаженнях, що базується на концепції накопичення розсіяної пошкоджуваності матеріалу. Кінетика тріщин у пружно-пластичній постановці оцінюється за діаграмами втомного руйнування звичайних циліндричних зразків.

Термонапружений та деформований стани елементів конструкцій визначаються за методом скінченних елементів з урахуванням контакту берегів тріщини при стиску. Контактна задача розв'язується з використанням термоконтактних скінченних елементів, що дозволяє моделювати взаємодію між ними в залежності від напруженого стану, величини та характеру розподілу контактного тиску.

Застосовується теорія пластичності з ізотропним зміцненням, діаграми пружно-пластичного деформування матеріалу за цикл навантаження моделюються за принципом Мазінга з урахуванням ефекту Баушингера. Визначаються розмахи інтенсивності пружно-пластичних деформацій в імовірному напрямку розвитку тріщини для фіксованих значень її глибини за діаграмами деформування матеріалу при знакозмінних навантаженнях. Пошкоджуваність матеріалу оцінюється за розмахами пружно-пластичних деформацій із застосуванням гіпотези лінійного підсумовування пошкодження за цикли навантаження. Тріщина стрибкоподібно поширюється на заданий крок при досягненні критичного значення пошкоджуваності. За руйнування конструкції приймається лавиноподібний розвиток тріщини при досягненні критичного значення коефіцієнта інтенсивності напружень.

Досліджено кінетику поверхневої тріщини з початковою глибиною $l = 2$ см у смузі шириною 10 см при симетричних циклічних навантаженнях з різними амплітудними значеннями. Матеріал смуги – сталь 25Х1М1Ф, температура $T = 535$ °С.

Результати виконаних розрахунків порівнюються з даними, що отримані за методом Ньюмана, в якому для оцінювання росту тріщини з

урахуванням ефекту її закриття використовуються коефіцієнти інтенсивності напружень (рис. 1). На рис. 2 показані схема симетричного фрагмента смуги з глибиною тріщини $l = 4,5$ см та зони пластичності при амплітудних навантаженнях, що відповідають $\sigma_a = \pm 100$ МПа.

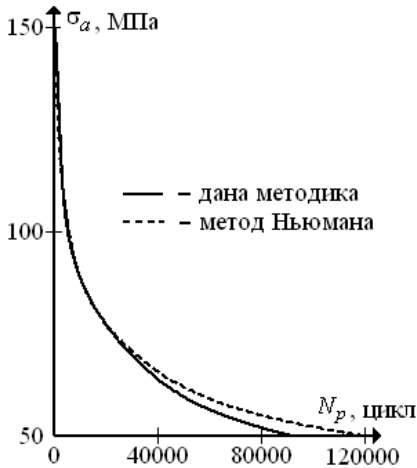


Рис. 1. Кількість циклів до руйнування N_p при амплітудних значеннях навантаження σ_a

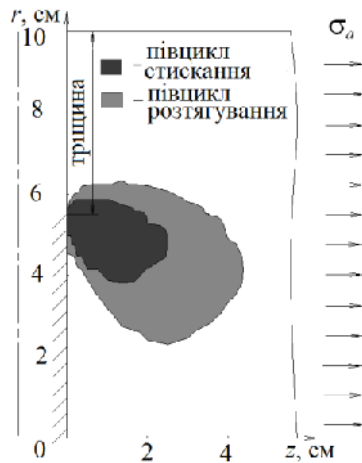


Рис. 2. Зони пластичності при $l = 4,5$ см

Розроблена методика розрахункового оцінювання розвитку тріщини на основі концепції накопичення розсіяних пошкоджень з урахуванням розміхів пластичних деформацій та контактної взаємодії берегів тріщини може бути використана при оцінюванні ресурсу елементів енергетичного обладнання.

СЕКЦІЯ 2
ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ І ТРАНСПОРТНИХ
ЗАСОБІВ

УДК 621.9

ПРОГРЕСИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ ВИГОТОВЛЕННЯ ВИРОБІВ ПРИ
ШТАМПУВАННІ

PROGRESSIVE TECHNOLOGIES OF MAKING PRODUCTS BY
STEMPING

Михайло Бойко, Орест Серкіз

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

*The examples of the technological equipment developed by authors,
which provide the optimal use of materials, are resulted*

У зв'язку зі стрімким розвитком електронної, електротехнічної, приладо- та машинобудівної промисловості, що в своїх виробництвах використовують штамповані деталі та заготовки [1, 2], гостро повстало питання адаптувати існуючі технології, оснастку та інструментальний парк штампового виробництва під нові матеріали, що використовуються у цих виробництвах, нові конструктивні форми та параметри деталей, що пройшли свій еволюційний розвиток на технологічність, розробити ефективніші технології, як за аспектом уніфікації, продуктивності, ступеня автоматизації, гнучкості переналагодження, використаних систем керування, безвідходності матеріалів та енергоощадності самого обладнання.

Взявши викладені положення за основу, авторами розроблена автоматична лінія виготовлення деталей зі стрічкового матеріалу шляхом штампування, яка складається з розмотувального стрічко-правильного

пристрою, пневматичного маніпулятора подачі стрічки, двох штампів з пересувними матрицями, які мають гідравлічний привід, пристрою відбору та складування виготовлених деталей, системи керування виконаної на базі програмованого логічного контролера та пульта керування. Лінія дає можливість виготовляти п'ять типорозмірів деталей.

1. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.1/под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мецержакова. – М. Машиностроение, 1985. 656 с. 2. Билибин К.И. Холодная штамповка: учебное пособие по курсу «Технология электронных средств» / К.И. Билибин, В.П. Григорьев.- М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – С. 68.

УДК 656.11

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТЕЙ ЗАСТОСУВАННЯ ШВИДКІСНИХ АВТОБУСНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ

ANALYSIS OF IMPLEMENTATION POSSIBILITIES OF BUS RAPID TRANSIT

Романа Бура, Владислав Давосир, Сергій Максимюк

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

Implementation possibilities of bus rapid transit are reviewed; special aspects of its functioning are given. Factors which justify the integration level of such system into city transport network, possible factor of reliability of its work and hierarchy of interaction with the other means of public transport are given.

На сьогоднішній день більшість великих міст світу намагається вирішити проблему підвищення рівня автомобілізації. Приймаються організаційні, планувальні та інженерні рішення, які б дали змогу зменшити використання приватного транспорту у містах. Серед таких рішень є правильна організація роботи громадського транспорту, яка б спонукала пасажирів користуватися ним, а не приватними автомобілями. До системи масових перевезень відносять звичайні автобусні перевезення, метрополітен, легкорейковий транспорт, приміські залізничні сполучення,

швидкісні автобусні перевезення (ШАП) тощо. Як показує практика, звичайні автобусні перевезення зазвичай не є ефективними; метро, легкорейкові і приміські залізничні перевезення потребують значних капітальних затрат та великих площ на будівництво інфраструктури, а також шляхів сполучення. Тому варто зупинитися детальніше на ШАП.

Загалом ШАП – це високоякісна транспортна система, яка є швидкою, зручною та рентабельною, і організовується шляхом створення інфраструктури виділених смуг, забезпечення швидких та частих рейсів, а також використання відмінних якостей у маркетингу та обслуговуванні клієнтів [1].

До переваг ШАП можна віднести невисоку вартість інфраструктури та можливість впровадження системи за короткий термін (1 – 3 роки після створення концепції), високу пропускну здатність та швидкість сполучення. У першу чергу, ШАП варто впроваджувати в містах, де є значний попит на перевезення в певних напрямках, або ж початкові та кінцеві точки маршруту є певними об'єктами притягання для жителів міст. Коридори також вибирають на основі умов місцевості, переваг мережі, характеристики шляхів, складності впровадження, вартості, політичних міркувань, соціальної справедливості тощо.

Існують три рівні системи ШАП: скорочена (автобуси мають перевагу в русі, проте не мають виділених смуг руху; покращений інтервал руху; зупинки та транспортні засоби кращої якості), звичайна (виділені смуги руху; попередній збір оплати за проїзд; висока якість зупинок) та повномасштабна (якість обслуговування на рівні метро; інтегрована мережа маршрутів та коридорів; високоякісні криті зупинки; попередній збір оплати за проїзд; часте і швидкісне обслуговування; сучасні, чисті транспортні засоби; висока якість обслуговування пасажирів) [1].

У системі ШАП існує два варіанти послуг: підвізні та прямі. Під підвізними розуміють можливість використання менших автобусів у місцях з меншим пасажиропотоком, у той час, як на основних маршрутах їздять великі магістральні автобуси. У системі прямих послуг використовують один транспортний засіб, що з'єднує житловий район з центром міста. Тобто можливі різні варіанти для різних планувальних схем вулично-дорожньої мережі міст.

Для ефективного впровадження системи ШАП, потрібно вирішити ряд питань, зокрема, якість перевезень, вузькі вулиці у центральних частинах міст, правильне проектування перехресть, надання пріоритету під час проїзду перехресть, планування та розташування зупинок ШАП, створення центру управління ШАП, доступ пішоходів до зупинок, тобто

облаштування тротуарів, пішохідних переходів, велосипедних доріжок, а також наявність біля кінцевих зупинок системи паркування, де б водії могли залишити автомобілі та пересісти на громадський транспорт.

Правильне вирішення цих питань, а також планувальних та організаційних рішень не лише дасть змогу зробити систему ШАП ефективною, але й залучити ширше коло користувачів, зокрема водіїв приватного транспорту та велосипедистів.

1. Скоростные автобусные перевозки. Руководство по планированию (часть 1); Пер. С англ./Под ред. / Л. Райта. – Нью-Йорк: Издательство института политики транспорта и развития, 2007 – 279 с.

УДК 621.302:621.314

ЕЛЕМЕНТИ БЕЗПЕКИ І КОМФОРТУ АВТОМОБІЛІВ

ELEMENTS OF SAFETY AND COMFORT FOR CARS

Ігор Вікович¹, Орест Горбай¹, Богдан Дівесв¹, Іван Керницький²

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

²Warsaw University of Life Sciences (WULS-SGGW)

The paper deals with the methods of calculation of vibration, noise and impact processes in wheel machines and its influence on safety and comfort. Mathematical model for the vibration and noise level decreasing by means of dynamic vibration absorbers and special impact absorbing elements is proposed.

Однією з важливих проблем проектування сучасних транспортних засобів, зокрема колісних машин, є їхня безпека і комфорт. Важливими чинниками комфорту пасажирів та водія є вібрація, шум у салоні автомобіля. Немаловажна також безпека пасажирів при аваріях, зменшення травматичності. Хоча сучасні автомобілі і обладнані засобами зменшення травматичності при зіткненні (паси, подушки безпеки), проте при значних швидкостях зіткнення, а також, при окремих випадках аварій, наприклад, перевертання великогабаритних автобусів, традиційні

елементи безпеки або не спрацьовують належним чином, а, в останньому випадку, взагалі відсутні. Шум та вібрація в салоні автомобіля викликаються як нерівностями дороги, так і роботою двигуна. Тут ефективним способом віброзахисту та шумопоглинання, поряд з системою амортизації та звукоізолюючими перетинками, є застосування динамічних гасників коливань (ДГК). Вони знаходять в останні часи широке поширення у підвісках для зменшення вібрації невідвіснених мас. Первинною задачею в цьому напрямку є удосконалення аналітичного методу розрахунку дії динамічних навантажень з метою наближення теоретичних результатів до експериментальних даних та досягнення раціонального і ефективного проектування систем амортизації та шумозахисту. Об'єктом досліджень прийнято колісну машину з ДГК та ударопоглинальними елементами. Була сформована комп'ютерна програма випробувань моделі цієї машини на низці полігонних рельєфів, що відповідають реальним умовам експлуатації. Для отримання оптимальних проектів у множині конструктивних параметрів застосовувалися алгоритми генетичної оптимізації у поєднанні з конденсованими малопараметричними схемами. Оптимізація ДГК для недемпфованої одномасової основної системи при дії гармонійного збудження належить до стандартних задач. Детальний розгляд методів розрахунку ДГК добре відомі [1]. Більшість практичних застосувань ДГК базуються на недостатньо повних математичних моделях складних конструкцій. У цій роботі застосовано варіант динамічної конденсації: зменшення порядку розв'язувальної системи рівнянь динамічної рівноваги шляхом апріорного врахування формозміни елементів [2, 3]. Ці конденсовані моделі дозволяють оперувати конструктивними параметрами, що безпосередньо впливають на якість функціонування. Наведено конкретні приклади оптимізації системи ДГК та протиударних елементів. На основі теоретико-експериментальних досліджень розроблено низку нових ДГК та поглиначів ударів з покращаними функціональними та ресурсними даними. Результати цих досліджень дозволили оформити патенти [4] і в багатьох випадках надати рекомендації для виробників такого роду техніки.

1. Тимошенко С.П. *Колібания в инженерном деле.*-М.: Наука,1967.-444с. 2. Bohdan Diveyev. *Impact and particle buffered vibration absorbers optimization and design.* *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science.*Vol.1., 2016, №2. 3. Bohdan Diveyev. *Sound transmission properties of composite layered structures in the lower frequency range.* *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Material Science* Vol.2., №2, 2017, pp. 11-33. 4. Спеціалізована БД "Винаходи (корисні моделі) в Україні".

УДК 629.341

КОМПОНУВАЛЬНІ СХЕМИ ТЯГОВИХ ПРИВОДІВ МІСЬКИХ ЕЛЕКТРОБУСІВ МАЛОГО КЛАСУ

DEVELOPMENT OF CONSTRUCTIONS ELECTRICAL GROUPS OF ELECTROBUSES

Станіслав Войтків

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

The existing and perspective, in particular, pro-mounted, layout schemes of traction drives of small class electric bus with overall length (more than 6.0 m to 8.0 m) from the condition of minimization of the rear axles of their bodies are considered and analyzed.

При проектуванні міських електробусів малого класу (МКл) одним з основних завдань є мінімізація довжини заднього звису їхніх кузовів з метою зменшення задньої частини пасажирського салону, розміщення у ній лише одного-двох рядів пасажирських сидінь і покращання доступу до задніх службових (пасажирських) дверей, розміщених перед аркою колеса привідного моста.

У конструкціях тягового електричного приводу (ТЕПр) міських електробусів МКл з габаритною довжиною понад 6,0 м до 8,0 м можуть застосовуватися механічні, електромеханічні або електричні привідні мости балкового типу або привідні мости типу «Де-Діон» з незалежною підвіскою одинарних привідних коліс. Вибір типу моста обумовлюється не тільки його технічним параметрами. Дуже важливе значення мають і економічні характеристики перспективного електробуса МКл – ринкова вартість та експлуатаційні параметри. Крім цього, істотне значення має і максимальна уніфікація автобусів, обладнаних дизельними двигунами і автоматичними коробками переми передач та електробусів, спрямована на зменшення витрат на технологічну підготовку та організацію їх дрібносерійного виробництва.

Можливими є наступні шляхи зменшення задніх звисів електробусів МКл на основі застосування привідних мостів:

– механічних, балкового типу з одним тяговим електричним двигуном (ТЕД), зблокованим з проміжним циліндричним редуктором

(ЦР) або з проміжним кутовим конічним редуктором (ККР), або з одним ТЕД без проміжного чи кутового редуктора і мінімізованою карданною передачею, які розміщені за привідним мостом (рис. 1);

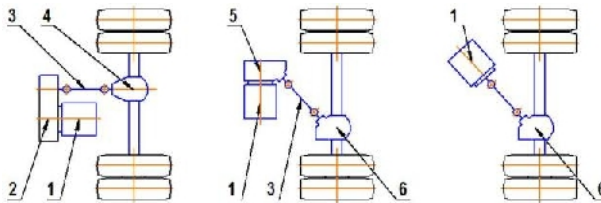


Рис. 1. Кінематичні схеми тягових електричних приводів електробусів на основі механічного привідного моста балкового типу:

1 – ТЕД; 2 – проміжний ЦР; 3 – карданна передача; 4 – головна передача;
5 – проміжний КР; 6 – головна передача з кутовим вхідним валом

– механічних або електромеханічних, типу «Де-Діон» з незалежною підвіскою одинарних привідних коліс, з одним ТЕД, з'єднаним карданним шарніром з гіпоїдною ГП або зблокованим з гіпоїдною або циліндричною ГП, або з двома ТЕД, зблокованими з циліндричною ГП (рис. 2);

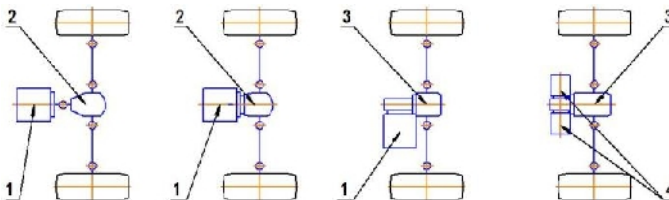


Рис. 2. Кінематичні схеми тягових електричних приводів електробусів на основі механічного або електромеханічного привідного моста типу "Де-Діон" з незалежною підвіскою одинарних коліс:

1 – ТЕД; 2 – гіпоїдна ГП; 3 – циліндрична ГП; 4 – ТЕД

– електромеханічних, балкового типу, з одним ТЕД, зблокованим з циліндричною ГП, або з двома ТЕД, зблокованими з циліндричною ГП, або з одним ТЕД, зблокованим з гіпоїдною ГП, або з інтегрованим ТЕД і планетарною ГП (рис. 3);

– електромеханічних, балкового типу або з незалежною підвіскою коліс з двома ТЕД, зблокованих з планетарними редукторами, інтегрованими у ступиці коліс;

– електричних, балкового типу або з незалежною підвіскою коліс з двома ТЕД, інтегрованими у ступиці коліс.

Інші компоновальні (кінематичні) схеми наведені у патентах України на корисні моделі [1 – 4].

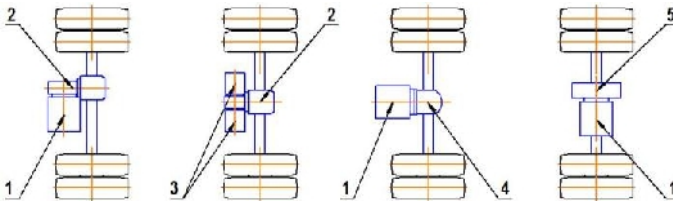


Рис. 3. Кінематичні схеми тягових електричних приводів електробусів на основі електромеханічного привідного моста балкового типу:
1 – ТЕД; 2 – циліндрична ГП; 3 – ТЕД; 4 – зіпoidна ГП

Створення електробусів МКл на основі застосування електромеханічних або електричних привідних мостів з інтегрованими ТЕД у маточині коліс є ще напрямками віддаленої перспективи, особливо для українських споживачів пасажирського громадського транспорту, оскільки вартість таких мостів ще занадто велика.

На сьогоднішній день для створення перспективних електробусів МКл вітчизняними підприємствами пропонуються компоновальні схеми, наведені на рис. 1, а також на рис. 2 (дві перших зліва направо), яким належить близьке майбутнє. Вони забезпечують величину заднього звису кузовів електробусів у діапазоні 0,85 – 1,5 м, що на 0,45 – 1,1 м менше, ніж у електробусів, створених за «тролейбусною» компоновальною схемою.

Що стосується компоновальних схем привідних мостів, наведених на рис. 3, то на недавньому міжнародному автосалоні комерційних автомобілів ІАА-2018, що проходив 19-27.09.2018 р. у Ганновері (Німеччина) кілька фірм уже демонстрували серійні вироби або реальні прототипи.

1. Пат. 115423 України, Мкл В62D 47/02, В60К 17/04. Тяговий привід електробуса [текст]/ Войтків С.В.; власник Войтків С.В. – Заяв. 28.11.2016; опубл. 10.04.2017, Бюл. № 7. – 4 с. 2. Пат. 115426 України, Мкл В62D 47/02, В60К 17/04. Тяговий привід електробуса [текст]/ Войтків С.В.; власник Войтків С.В. – Заяв. 28.11.2016; опубл. 10.04.2017, Бюл. № 7. – 4 с. 3. Пат. 115817 України, Мкл В62D 47/02, В60К 17/04. Тяговий привід електробуса [текст]/ Войтків С.В.;

власник Войтків С.В. – Заяв. 28.11.2016; опубл. 25.04.2017, Бюл. № 8. – 4 с. 4. Пат. 117613 України, Мкл В60L 11/14. Тяговий привід генобуса двомостового [текст]/ Войтків С.В., Курач Б.В.; власники Войтків С.В., Курач Б.В. – Заяв. 20.02.2017; опубл. 26.06.2017, Бюл. № 12. – 4 с.

УДК 621.86

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ СИСТЕМИ «ВІЗОК – ВАНТАЖ НА ГНУЧКОМУ ПІДВІСІ»

**COMPARATIVE ANALYSIS OF THE DYNAMIC MODEL OF THE
SYSTEM "TROLLEY – LOAD ON A FLEXIBLE SUSPENSION"**

**Отто Григоров¹, Євген Дружинін¹, Галина Аніщенко¹,
Всеволод Стрижак¹, Мар'яна Стрижак¹**

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

The ratio of the results of calculations for various design models of regular and forced operation of the bridge crane has been established. The magnitude of the distribution of the maximum values of the dynamic characteristics of motion of the container crane has been designed by calculating the forced operation mode using various mathematical models.

Порівняння різних математичних моделей системи «візок-вантаж на гнучкому підвісі» з метою виявлення серед них тих, що найбільш адекватно описують динаміку підйомно-транспортних машин є актуальною науково-практичною задачею. Поставлена мета може бути досягнута шляхом проведення числового інтегрування різних існуючих моделей при однакових умовах та режимах функціонування. Проведено порівняльний аналіз моделей: побудованій із застосуванням рівнянь Лагранжа 2-го роду, моделі з модифікованими рівняннями Лагранжа шляхом заміни рівняння руху візка рівнянням, аналогічним рівнянню Гамініна, моделі, що містить рівняння Лагранжа 2-го роду, з припущенням малих коливань вантажу, моделі побудованій на основі застосування традиційних рівнянь системи візок-вантаж з переходом при інтегруванні до змінних Кожевникова С.Н., моделі, що описує систему візок-вантаж, де за переміщення вантажу береться відхилення канату від

вертикалі, моделі із застосуванням традиційної моделі, де замінено рівняння руху візка на рівняння аналогічне рівнянню Гамініна Н.С..

На підставі результатів числового моделювання можна зробити висновки про рівень помилок визначення динамічних характеристик на основі традиційних моделей порівняно з моделями, що використовують рівняння Лагранжа другого роду в нормальних та інтенсивних режимах роботи: всі розглянуті розрахункові моделі в режимі нормальної роботи мостового крана дають результати, що змінюються не більше ніж у 1,5 рази; в прискореному режимі роботи мостового крана розрахункові динамічні характеристики руху системи «візок-вантаж на гнучкому підвісі» для різних моделей можуть відрізнитися в 2 рази; динамічні характеристики при розрахунку режиму пришвидшеної роботи контейнерного крана можуть відрізнитися в 4 рази, залежно від використаних математичних моделей; щоб усунути несприятливі режими роботи системи, частота керуючих впливів повинна істотно відрізнитися від частот вільних коливань систем.

УДК 629.113.011.2

ВИЗНАЧЕННЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ПОЗДОВЖНИХ БАЛОК АВТОМОБІЛЬНИХ РАМ ПІД ЧАС ЦИКЛІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ

DETERMINATION OF FATIGUE ROBUSTNESS OF LONGITUDIAL BEAMS OF CARS FRAMES UNDER CYCLICAL LOADS

Густав Гудз, Михайло Глобчак, Олег Коцюмбас, Олег Дацюк

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

The causes of occurrences of operational damages of cars frames are shown; the fatigue robustness of their longitudinal beams under cyclical loads is calculated with the help of statistical model.

Практика показує, що рами досить часто руйнуються до закінчення терміну служби вантажних автомобілів і мають значно меншу довговічність порівняно з іншими агрегатами того ж автомобіля.

Слід зазначити, що раму вантажного автомобіля неможливо виконати як рівноміцну конструкцію. Вузли з'єднання поперечин та

повздожніх балок рами, місця кріплення різних деталей до стінок та полиць рами (кронштейнів, ресор, кермового приводу тощо), численні отвори технологічного й конструктивного призначення, ускладнена з конструктивних міркувань форма поперечин та інші причини створюють в рамі зони різких перепадів жорсткості та підвищених напружень, небезпечні через можливості виникнення руйнувань.

Експлуатаційні руйнування мають різне походження. Вони можуть бути наслідком аварій, одиноких статичних перевантажень або результатом дії змінних навантажень під час експлуатації автомобіля у важких дорожніх умовах.

Руйнування, пов'язані з аварійними або статичними перевантаженнями, супроводжуються значними пластичними деформаціями поздожніх балок рам і поперечин. Під дією змінних навантажень виникають тріщини втоми, що призводять до крихких руйнувань. Надлами втоми характерні, поряд з крихкістю, зональною побудовою: наявністю осередків зародження тріщини, зон поступового розвитку втоми та остаточного руйнування.

Ці особливості втомних надламів дозволяють порівняно легко їх відрізнити від аварійних та одноразових перевантажувальних руйнувань.

Встановлення характеру та походження руйнувань має істотне значення для вибору конструктивних рішень, методів розрахунку на міцність та способів перевірки реально досягнутої несучої здатності рами, її окремих вузлів та елементів.

Цілком очевидно, що при спостереженні під час експлуатації руйнувань переважно від статичних перевантажень конструювати раму, а також оцінювати їхню міцність розрахунком або експериментально необхідно принципово іншими способами, ніж у випадку спостереження втомних руйнувань, що проходять під дією циклічних навантажень.

Проблема забезпечення циклічної міцності як нових, так і відновлених рам, тобто попередження появи втомних руйнувань рам автомобілів в експлуатації, ще не отримала вирішення, незважаючи на низку робіт дослідників останнім часом.

На сьогодні комплексний підхід до циклічної міцності рам полягає в узагальненні досвіду експлуатації автомобілів різних моделей у різних дорожніх умовах; в аналізі та систематизації експлуатаційних руйнувань з використанням сучасних засобів та методів механіки матеріалів; в моделюванні втомних руйнувань рамних конструкцій неруйнівними методами та через прямі випробування натурних вузлів та рам під циклічним навантаженням; у використанні систематизованих експлуата-

ційних даних для перевірки правильності постановки математичної моделі дослідження втомних руйнувань.

У доповіді на основі побудови статистичних моделей появи втомних руйнувань у поздовжніх балках рам внаслідок згину та кручення під час циклічних навантажень отримані закономірності, що кількісно оцінюють ці процеси.

УДК 629.3.018

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

WAYS OF IMPROVING THE EFFICIENCY OF DIAGNOSTICATION OF THE TECHNICAL STATE OF VEHICLES

Валерій Дембіцький, Василь Павлюк

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

The publication considers the main problems that occur during the diagnosis of the technical condition of vehicles. The ways of increasing the effectiveness of diagnosing and evaluating their results are proposed.

Діагностування технічного стану транспортного засобу займає ключове місце у процесах їх технічного обслуговування та ремонту. Враховуючи тенденції до вдосконалення, а разом з тим і ускладнення конструкції автомобілів, збільшення трудовитрат на їх ремонт досить гостро постає питання підвищення ефективності систем діагностування у постановці діагнозу.

Можна виділити три основні чинники, які найбільше впливають на ефективність діагностування технічного стану транспортних засобів: матеріально-технічне забезпечення, кваліфікація персоналу та правильність оцінки результатів діагностування.

На сьогодні в Україні близько 70 % послуг з технічного обслуговування та ремонту надаються дрібними підприємствами. Ці підприємства не функціонують як повноцінні станції технічного обслуговування, а швидше за все як пункти технічної допомоги. Матеріально-технічна база таких підприємств, зазвичай, обмежується вартістю обладнання, тому

складно вести мову про ефективне діагностування технічного стану автомобілів. Переважно спеціалісти таких підприємств застосовують інтуїтивний метод постановки діагнозу, що призводить до збільшення витрат, які лягають на замовника.

Ще одним фактором є кваліфікація персоналу, який здійснює діагностування. Відсутність відповідної інформаційної і матеріально-технічної баз, нормативно-технічної документації та постійного підвищення кваліфікації персоналу призводить до обмеженості його діяльності, відсутності подальшого розвитку, а як наслідок, до обмеження парку обслуговуваних підприємством транспортних засобів лише добре вивченими автомобілями, їх системами, агрегатами.

Третім важливим елементом, який впливає на ефективність діагностування технічного стану транспортних засобів, є правильність оцінки результатів діагностування. Цей елемент напряму пов'язаний з матеріально-технічною базою та кваліфікацією персоналу, разом з тим, його виокремлення зумовлене відсутністю єдиного підходу під час формулювання висновку. На сьогоднішній день в Україні діє дві концепції оцінювання результатів: концепція похибки та концепція оцінювання невизначеності, за якими підприємства повинні здійснювати або перевірку або калібрування засобів вимірювальної техніки. Разом з тим, наявність даних щодо фактичної точності устаткування, ідентифікація усіх складових, які мають вплив на результати діагностування дасть можливість здійснити розрахунок довірчого інтервалу та зробити однозначний висновок щодо технічного стану транспортного засобу. Особливу увагу необхідно звертати на випадки, коли нормативне значення перебуває у межах довірчого інтервалу, оскільки однозначність висновку щодо відповідності / невідповідності транспортного засобу вказаним вимогам буде під питанням. Для вирішення цієї проблеми потрібно чітко визначити ризики, які можуть виникати в тому чи іншому випадку. Для прикладу, якщо контрольований параметр стосується вузлів, механізмів та систем, які впливають на безпеку руху, то нормативне значення повинно бути поза межами довірчого інтервалу. Для інших вузлів, агрегатів та систем допустимим буде перебування нормативного значення в межах довірчого інтервалу. Або, щоб вивести нормативне значення за межі цього інтервалу, необхідним буде зменшити довірчу ймовірність.

У підсумку, варто зазначити, що підприємствам автомобільного транспорту для поліпшення ефективності діагностування технічного стану транспортного засобу, у першу чергу, потрібно зосередити свою увагу на підвищенні кваліфікації персоналу, зокрема і для забезпечення

достовірності оцінки результатів діагностування. Вказана проблема досить ефективно вирішується за допомогою тісної взаємодії виробництва та науки. Наступним засобом є впровадження більш точних методів та ефективніших засобів діагностування. Додаткові витрати, що виникатимуть при цьому, знівелюються підвищенням безпеки руху, зменшенням трудовитрат на діагностування, ремонт та простоїв транспортних засобів.

УДК 535.361: 620.186

**ВИЗНАЧЕННЯ ІНТЕГРАЛЬНИХ ХАРАКТЕРИСТИК
МІКРОДЕФЕКТІВ ПОВЕРХОНЬ КОНСТРУКЦІЙ ЗА СИГНАЛОМ
ДИФУЗНОГО ВІДБИВАННЯ СВІТЛА**

**MICRODEFECTS' INTEGRAL CHARACTERISTICS
DETERMINATION FOR CONSTRUCTIONS' SURFACES BY SIGNAL OF
DIFFUSE LIGHT REFLECTION**

Роман Джала, Ігор Івасів, Людмила Червінка, Орест Червінка

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

Для збільшення тривалості та надійності експлуатації конструкцій важливим є виявлення експлуатаційних дефектів та корозійних ушкоджень на ранніх стадіях, що дає можливість вжити заходи з їх захисту ще до того, як ці ушкодження почнуть хоч мінімально впливати на експлуатаційні властивості чи призводити до незворотних процесів деградації поверхні. Однак, традиційні методи контролю (зокрема, візуальний) на ранніх стадіях зародження дефектів є недовірними через мікроскопічні розміри таких дефектів. З іншого боку, методи мікроскопії, якими в лабораторних умовах можна фіксувати корозійні ушкодження на ранніх стадіях, практично неприйнятні у польових умовах. Іншою принциповою проблемою може виявитись складна просторова конфігурація поверхневих мікродфектів, зумовлена їх полідисперсністю та щільним розміщенням з проявами дальнього порядку. У цьому випадку, характерний розмір елементарної ділянки досліджуваної поверхні, що інтегрально репрезентує просторову конфігурацію мікродфектів, може досягати одного міліметра і більше [1], що суттєво знижує ефективність сканування поверхні вузьким сфокусованим пучком світла типу «стилу»,

реалізованого в ряді серійних профіломірів і блискомірів.

У Фізико-механічному інституті ім. Г. В. Карпенка НАН України здійснюється розробка сенсора дифузного відбивання широкого пучка світла поверхнею з мікрodefектами, який значною мірою позбавлений вказаних вище недоліків. У сенсорі зондують крізь прозору підкладку, зовнішня (від зондувального променя) поверхня якої є робочою поверхнею сенсора, що межує з досліджуваним об'єктом [2]. Підкладка виконана у формі перевернутої призми, основа якої служить робочою поверхнею, а скісні грані – для вводу зондувального пучка світла та вимірювання кутової характеристики дифузного відбивання. Зондувальний пучок сенсора сконфігурований таким чином, що відбиваючись від гладкої (без дефектів) поверхні конструкції, він фокусується практично в одній точці приймальної площини сенсора. Поверхневі дефекти ж дають дифузну (розсіяну) складову відбитого пучка, яка реєструється фотолінійкою.

Відтворення інтегральних характеристик поверхневих дефектів (розподілу фракційних концентрацій та набору парціальних радіальних функцій розподілу) пропонується здійснювати за допомогою нейромережі, натренованої на основі зворотного методу Монте-Карло, що порівнює вимірний розподіл інтенсивності на фотолінійці із прямим моделюванням сигналу для марковської послідовності конфігурацій мікрodefектів, що характеризується мінімальною випадковою зміною конфігурації на кожному кроці моделювання [3]. Моделювання сигналу базується на алгоритмі Монте-Карло симуляції поширення фотонів у дискретно-частинковому середовищі з врахуванням геометрії променів у сенсорі [3]. Дискретно-частинкове середовище, в свою чергу, моделюється за допомогою рекурсивного послідовного додавання частинок з багатопаровими віртуальними оболонками для запобігання взаємного накладання частинок [4].

Вказаний підхід дозволяє реалізувати розрахунок інтегральних характеристик поверхневих мікрodefектів за сигналом сенсора дифузного відбивання світла на компактному ПКВМ-мікроконтролері.

1. Сопрунюк П., Івасів І. Моделювання однорядного щільного полідисперсного шару частинок. Вісник НУ "Львівська політехніка". Комп'ютерна інженерія та інформаційні технології. 2004. № 521. С. 92–98. 2. Івасів І.Б. Розподіл параметрів зондувального пучка на робочій поверхні компактного призматичного сенсора дифузного відбивання світла для аналізу характеристик аерозольних відкладень. Системи контролю оточуючої середовища. 2010. № 14. С. 12–18. 3. Івасів І.Б. Відтворення просторової мезоструктури полідисперсних порошкових матеріалів за сигналом сенсора дифузного відбивання

світла. Відбір і обробка інформації. 2010. Вип. 32 (108). С. 35–43. 4. Сопрунюк П.М., Івасів І.Б. Комп'ютерне моделювання цільних полідисперсних упаковок сферичних частинок з багатошаровими взаємопроникними оболонками. Наук. нотатки. Інженерна механіка. Луцьк: ЛДТУ, 2007. Вид. 20. С. 459–465.

УДК 621.1

**ОСОБЛИВОСТІ ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ РЕАКТОРНО-
РЕГЕНЕРАТОРНОГО БЛОКА УСТАНОВКИ КАТАЛІТИЧНОГО
КРЕКІНГУ «МІЛІСЕКОНД» MSCC ІЗ ЗАМІНОЮ
ВНУТРІШНЬОГО ОБЛАДНАННЯ**

**FEATURES OF RENABILITATION REACTOR-REGENERATOR UNIT
REPAIR TECHNOLOGY «MILISECOND» MSCC WITH DOMESTIC
EQUIPMENT REPLACEMENT UNIT**

Андрій Дзюбик, Роман Басараб

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

The peculiarities of performance of repairs during the restoration of operational characteristics of the reactor -regenerator unit of catalytic cracking installation "milisekund" mscs with the replacement of internal equipment are considered. It is shown that significant overall dimensions and weight of structural elements require additional work on the installation of the installation site. Welding processes are characterized by a considerable amount of work, which are realized in field conditions.

Технологія «Мілісеконд» – це процес каталітичного крекінгу в псевдозрідженому шарі, в якому передбачено використання реакційної системи з надкоротким часом контакту сировини з каталізатором. Низхідний потік каталізатора вступає в контакт з сировиною та переноситься горизонтально в систему сепарації. В результаті отримується більший вихід рідких продуктів, ніж при стандартній системі каткрекінгу з ліфт-реактором. Вперше така системи була встановлена під час реконструкції установки каткрекінгу потужністю 55 000 барелів/добу на НПЗ «Коастал Ігл Поцнт Ойл Компані» в штаті Нью Джерсі в 1994 році. Сьогодні аналогічні установки ефективно експлуатуються на

Мозирському НПЗ (Білорусія) та Туркменбашинському КНПЗ (Туркменістан).

Конструктивно система каталітичного крекінгу «Мілісеконд» MSCC містить реактор, комбастер регенератора; регенератор (зона сепарації) та нагрівальну піч. Міжремонтний період складає один рік. Однак, у випадку незапланованих зупинок спостерігається негативний вплив через термошоківі процеси на технічний стан внутрішнього обладнання та вогнетривке футерування. Причиною зупинок часто є несправності з котлом-утилізатором димових газів, що розміщений нижче по технологічному потоці, пропусками і негерметичністю допоміжних трубопроводів, перерви в енергопостачанні і т.д.

При капітальному ремонті реактор-регенераторного блоку здійснюється заміна внутрішніх циклонів регенератора, верхнього і нижнього райзера регенератора, компенсаційного елемента регенератор-комбастора, райзера в комплекті з спускними трубами та верхньої і нижньої решіток реактора.

Крім цього, проводиться комплексний ремонт вогнетривкого футерування корпусів та обладнання реактора і регенератора. Складність робіт полягає в першу чергу у тому, що для доступу до внутрішньої порожнини реактора та регенератора і можливості заміни циклонів регенератора та райзера реактора необхідно попередньо демонтувати верхні півсферичні днища. При цьому повна маса півсферичного днища регенератора сягає 180 тонн, а висота підймання 56 метрів від поверхні основи фундаменту. Товщина стінки корпусу регенератора в місці різі становить 30 мм на діаметрі 8950 мм. Тому попередньо проводилися перевіряючі розрахунки несівної здатності ґрунтів монтажного майданчика та розроблявся проєкт облаштування його основи для встановлення вантажо-підймальних механізмів.

Також виконувалося проектування та виготовлення конструкцій додаткових елементів для підсилення обладнання та укрупнених блоків, які підлягають демонтажу/монтажу. Виготовлялося відповідне обладнання для укрупненого збирання на майданчику півсферичного днища регенератора, нагнітальної камери та групи циклонів в єдиний монтажний блок.

Окремо слід виділити роботи, пов'язані з ремонтом корпусу регенератора з ліквідації на ньому випучин: їхня площа може сягати декількох квадратних метрів, а висота розташування десятки метрів. Для відновлення циліндричної форми використовується технологія заміни окремих листових сегментів по попередньо видалених зварних швах.

Зокрема, для випучини площею 5 м² застосовувалася заміна сегмента на довжині 2,5 м і висоті 4 м в корпусі регенератора.

Виконаний обсяг робіт з капітального ремонту реакторно-регенераторного блока установки каталітичного крекінгу «Мілісеконд» дав змогу відновити її експлуатаційні характеристики.

УДК 621.1

ОСОБЛИВОСТІ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ПОЛОЖЕННЯ ОСІ ОБЕРТАННЯ ЦЕМЕНТНОЇ ПЕЧІ

FEATURES OF ENSURE OPTIMAL CEMENT KILN AXIS OF ROTATION

Людмила Дзюбик, Ярослав Зінько, Олександр Яринич

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

Features of regulation of the axis of rotation of the cement kiln are considered. It took into account the need for minimum displacement of poles in the vicinity of the drive gearbox. It is established that it is necessary to take into account the flexibility of elements in the section of the reference node. It is shown that it is expedient to carry out a complex calculation based on the results of experimental measurements and the restrictions on the movement of supports.

Сьогодні у цементній промисловості намітилися тенденції до масштабного переоснащення з метою впровадження більш енерго-ефективних засобів виробництва. Зокрема, сюди, перш за все, слід віднести перехід від «мокрого» та «напівмокрого» способів виготовлення цементу до «сухого» [1]. Це дає змогу суттєво зменшити витрати палива на отримання клінкеру, металомісткість застосовуваного обладнання та собівартість цементу загалом. При цьому просторове положення осі корпусу печі залишається одним із основних параметрів, що важливі при усіх способах отримання цементу. Положення осі забезпечує не лише ефективність функціонування конструкції, а й довговічність загалом.

Характерною особливістю сучасного будівництва цементних печей та їх експлуатації, є зменшення допусків при збільшенні габаритів конструкції. Зокрема, відхилення осі обертання від прямої лінії не має

перевищувати $\pm 3 \div 5$ мм [2, 3]. Тут слід враховувати не лише монтажні допуски, а також можливу взаємодію між корпусом та усіма опорними елементами: починаючи від бандажа та закінчуючи фундаментною плитою [4]. Тому важливим є комплексне застосування експериментальних вимірювань та розрахункових моделей для конкретної цементної печі.

При регулюванні осі обертання печі, в багатьох випадках доцільно залишити нерухомими або змістити на задану величину роликкоопори, які знаходяться безпосередньо в околі привідного редуктора. Обумовлено це необхідністю збереження встановленої взаємодії «приробітку» зубців вінцевої та підвінцевої шестерень, а також радіальних зазорів в цьому зачепленні. Однак при цьому слід враховувати, що регулювальні переміщення призводять деякого пружного зміщення по висоті на сусідніх опорах [5]. Тут жорсткі та пружні переміщення є взаємопов'язаними.

Для розв'язання поставленої задачі з виконання регулювальних переміщень опор, нами застосовувався розроблений математичний апарат, який ґрунтується на відомій моделі цементної печі: «нерозрізна балка на пружних опорах з можливістю їх жорсткого зміщення» [5, 6]. У результаті виконаних обчислень встановлено, що важливим є врахування пружного деформування окремих елементів конструкції опорного вузла. У поєднанні з обмеженнями на переміщення першої та останньої роликкоопори, вони можуть призводити до непрогнозованих відхилень від прямолінійності осі обертання печі.

Запропоновано методикау комплексного використання розрахункової моделі, експериментальних вимірювань та встановлення граничних обмежень на зміщення окремих опор.

1. Grydgaard P. Get out of the wet / P. Grydgaard // International Cement Reviv. – 1998. – № 4. – P. 77 – 84; 2. Микольский Ю. Н., Кравченко В. М. Выверка и центровка промышленного оборудования. К.: Будівельник, 1979. – 188 с.; 3. Кузьо И. В., Микольский Ю. Н., Шевченко Т. Г. Современные методы контроля оборудования. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1982. – 143 с.; 4. Дзюбик Л. В. Регулювання осі обертального агрегату з урахуванням пружного зміщення опор / Л. В. Дзюбик // Математичні проблеми механіки неоднорідних структур: VIII Міжнар. наук. конф., 14 – 17 вересня 2010 р.: праці конф. – Львів, 2010. – С. 459 – 461.; 5. Дзюбик Л., Кузьо І., Прокопишин І. Статична рівновага балки змінної жорсткості на пружних опорах з попереднім зміщенням // Машинознавство. – 2009. – № 11 – С. 27 – 30.; 6. Дзюбик Л. Оцінювання податливості опор обертального агрегату за результатами технічного діагностування // 12-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доп. – Львів, 2015. – С. 15 – 16.

УДК 62.567

МОДЕЛЬ АДАПТИВНОГО АМОРТИЗАТОРА АВТОМОБІЛЯ

MODEL ADAPTIVE ABSORBER CAR

Василь Дмитрів, Ігор Дмитрів

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

The model of the work of the car's depreciation system during a wheel on an obstacle is considered. Differential equations are presented that characterize the displacement of two-mass system. An obstacle is given as a stepped two-position function with a given period. The system of differential equations is solved analytically.

При наїзді автомобіля на нерівність виникають вертикальні коливання, які можуть викликати додаткові збільшення амплітуди вібрації, що однозначно спричинені роботою джерела енергії – двигуном внутрішнього згорання. Рекуперацією енергії коливань є амортизаційна система, яка характеризується жорсткістю і демпфувальною здатністю, що є регульованими параметрами.

Розглянута модель роботи амортизаційної системи автомобіля при наїзді ним на перешкоду у вигляді схеми, наведеної на рис. 1.

Рівняння переміщення для двомасової системи (див. рис. 1) має вигляд:

$$\begin{cases} M \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + \mu_1 \cdot \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dy}{dt} \right) + c_1 \cdot (x - y) - M \cdot g = 0 \\ m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} - \mu_1 \cdot \left(\frac{dx}{dt} - \frac{dy}{dt} \right) - c_1 \cdot (x - y) + c_2 \cdot y + \mu_2 \cdot \frac{dy}{dt} - M \cdot g + F(t, h) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де $F(t, h)$ – сила створена при наїзді колеса на перешкоду.

Характер сили $F(t, h)$ має форму, що наведено на рис. 2. Аналітично таку функцію подамо наступним рівнянням:

$$F(t, h) = \begin{cases} F(t, h), & nT < t < nT + \tau, \\ 0, & nT + \tau < t < (n+1)T \end{cases} \quad (2)$$

де $n = [\tau/T]$ – ціла частина числа τ/T .

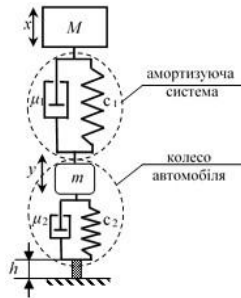


Рис. 1. Розрахункова схема амортизуючої системи автомобіля, при наїзді ним на перешкоду: M , m – відповідно маса кузова автомобіля з розрахунку на одну підвіску і маса колеса, кг; c_1 і c_2 – відповідно пружності пружини амортизатора і колеса, $H/м$; μ_1 і μ_2 – відповідно коефіцієнт опору демпферного середовища амортизатора і колеса, $H\cdot c/м$; h – висота перешкоди, м; x – переміщення кузова автомобіля, м; y – переміщення колеса автомобіля, м.

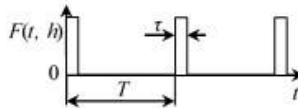


Рис. 2. Характер виникання сили $F(t, h)$ від наїзду колеса на перешкоду

Введемо заміну переміщення системи, як $\varepsilon = x - y$, віднявши від першого диференціального рівняння системи (1) друге рівняння, та прийнявши що при наїзді колеса на перешкоду його демпфувальні властивості на переміщення x не впливатимуть ($\mu_2 = 0$), але колесо однозначно підніметься вгору і $y = h$, а також провівши два рази диференціювання і заміну диференціала другого степеня d^2x/dt^2 у рівнянні різниць диференціалів, отримаємо аналітичну модель переміщення амортизаційної системи підвіски автомобіля у вигляді:

(3)

Диференціальне рівняння (3) описує вертикальні коливання амортизаційної системи і розв'язується методом Феррарі для рівняння

четвертої степені $\lambda^4 + a \cdot \lambda^3 + b \cdot \lambda^2 + c \cdot \lambda + d = 0$, ввівши заміну λ і та нову змінну δ , для якої потрібно знайти роз'язок, щоб її значення задовольняли умову

$$\delta^3 - \frac{p \cdot \delta^2}{2} - r \cdot \delta + \frac{2 \cdot r \cdot p - q^2}{4} = 0,$$

де



Однозначно розв'язком рівняння (3) за дискримінанта $D < 0$ буде один дійсний корінь. Це дасть можливість отримати два квадратних рівняння, які розкладають на множники диференціальне рівняння (2), що уможливило його аналітичне розв'язання і моделювати режими роботи амортизувальної системи автомобіля.

УДК 621.67: 621.51

ЧИСЛОВИЙ РОЗРАХУНОК УПОРНОГО ПІДШИПНИКА КОВЗАННЯ ВІДЦЕНТРОВОГО КОМПРЕСОРА

NUMERICAL CALCULATION OF THRUST SLIDING BEARING OF CENTRIFUGAL COMPRESSOR

Дмитро Кайота, Андрій Загорулько

Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна

The paper presents results of computational simulation of thrust sliding bearing. Using numerical methods of computational fluid dynamics, heat transfer and design of the experiment to determine of thermal state of a bearing geometry, temperature and pressure fields on surface of the bearing pads, as well as relations of axial force, torque, pad average temperature and lubrication mass flow versus minimum thickness of lubricating layer and slope angle of pads with different rotation speeds a computational experiment was carried out.

Упорні підшипники ковзання мають широке застосування в сучасному компресоробудуванні. Висока надійність та підвищена несуча

здатність підшипника повинні забезпечувати якісну роботу відцентрового компресора. Але постійне підвищення осьових навантажень, що діють на ротори сучасних компресорів, кожного разу вимагає підвищення несучої здатності упорних підшипників ковзання, а, як виявляється, застосування конструктивних методів текстурування поверхні колодок підшипника не завжди достатньо для забезпечення його вискої несучої здатності [1 – 3]. Тому метою цієї роботи було, на основі аналізу отриманих результатів обчислювального експерименту, запропонувати рекомендації з підвищенню несучої здатності традиційної конструкції упорного підшипника ковзання.

У ході розрахункового дослідження за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX спільно розв'язувалися задачі гідродинамічного мащення у рідинному мастильному шарі (ламінарна течія) та теплопередачі між рідиною і твердими деталями підшипника. Розглядався сектор величиною 45° , який включав: вал, опорний диск, мастильний шар, колодку та корпус підшипника. Розрахункова сітка складалася з 1,5 млн. гексаедричних елементів.

За допомогою числових методів планування експерименту виконана серія обчислювальних досліджень, в яких при змінних значеннях частоти обертання вала варіювалися мінімальна товщина мастильного шару та кут нахилу колодки. В результаті отримані такі інтегральні характеристики повної геометрії підшипника як: осьова сила, момент тертя, середня температура колодок та витрати мастила. А також поля тиску та температур на поверхні колодки і у перерізі підшипника. Визначена несуча здатність традиційної конструкції упорного підшипника ковзання при різних частотах обертання вала. Верифікація результатів обчислювальних досліджень виконувалася шляхом порівняння їх з результатами фізичного експерименту, який був проведений раніше.

Підсумовуючи вищесказане, можна зазначити, що в роботі за допомогою числових методів обчислювальної гідродинаміки, тепломасообміну та планування експерименту виконано обчислювальне дослідження упорного підшипника ковзання, в якому розв'язано термогідродинамічну задачу та отримано залежності осьової сили, моменту тертя, середньої температури колодки та витрат мастила від мінімальної величини мастильного шару та нахилу колодки при різних частотах обертання вала. Аналіз теплового стану підшипника, полів тиску та температур на поверхні колодок підшипника дає змогу запропонувати рекомендації з удосконалення конструкції з метою підвищення несучої здатності упорного підшипника ковзання. Окрім цього, отримані результати обчислювальних досліджень дають детальніше уявлення про

фізичні процеси, які відбуваються в упорному підшипнику ковзання та мають задовільне співпадіння з фізичним експериментом за його основними інтегральними характеристиками.

1. Charitopoulos, A., Fouflias, D., Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., & Fillon, M. (2014). *Thermohydrodynamic analysis of a textured sector-pad thrust bearing: Effects on mechanical deformations. Mechanics and Industry, 15(5), 403-411.* doi:10.1051/meca/2014048. 2. Fouflias, D. G., Charitopoulos, A. G., Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., & Fillon, M. (2015). *Performance comparison between textured, pocket, and tapered-land sector-pad thrust bearings using computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 229(4), 376-397.* doi:10.1177/1350650114550346. 3. Papadopoulos, C. I., Kaiktsis, L., & Fillon, M. (2014). *Computational fluid dynamics thermohydrodynamic analysis of three-dimensional sector-pad thrust bearings with rectangular dimples. Journal of Tribology, 136(1)* doi:10.1115/1.4025245.

УДК 629.3.015

ОЦІНЮВАННЯ ВПЛИВУ ЗМІНИ ПОКАЗНИКІВ ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ НА РІВЕНЬ ЇХ ЕКОЛОГІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

EVALUATION OF THE IMPACT OF CHANGES OF INDICATORS OF TRANSPORT FLOWS AT THE LEVEL OF THEIR ENVIRONMENTAL LOADING

Роман Качмар, Олексій Ланець, Володимир Пелех

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

The calculation of environmental losses due to the traffic flow for Stepan Bandera Street in the city of Lviv, taking into account the number of drivers and passengers, pedestrians and residents of adjacent houses that are subject to the traffic flow, is carried out.

При визначенні рівня екологічного впливу автомобільного транспорту на забруднення довкілля в умовах міст України, розрахунок здійснюють на основі визначення кількісних викидів відпрацьованих газів для різних типів енергоустановок автомобілів з врахуванням питомих

викидів кожного автомобіля. Причому, спрощені розрахунки екологічного впливу на рівень забруднення довкілля, часто не тільки не враховують реальних умов експлуатації, але й істотно спотворюють результати. В умовах міст доцільно враховувати не тільки рівень шкоди, створюваної від токсичності відпрацьованих газів, але й шумового забруднення. Причому потрібно враховувати вплив показників екологічної небезпеки автомобіля на водіїв, пасажирів і пішоходів, тобто на усіх учасників дорожнього руху.

Запропоновано в [1] розрахункове визначення втрат від викидів шкідливих речовин в атмосферу проводити за вартістю шкоди для довкілля від загального обсягу викидів і шкоди для здоров'я людей від зведеного до споживача обсягу викидів. Річні нормативні втрати на лінійному об'єкті визначаються з врахуванням річного фонду часу дії викидів, характеристик ділянки дороги, питомих обсягів утворених викидів та кількість споживачів відповідної категорії (кількість водіїв і пасажирів, пішоходів та жителів прилеглих будинків), які піддаються впливу викидів шкідливих речовин в атмосферу та шуму.

Для прикладу, проведено розрахунок екологічних втрат від дії транспортного потоку для вулиці С. Бандери у м. Львові з урахуванням кількості водіїв та пасажирів, пішоходів і жителів прилеглих будинків, які підпадають під вплив транспортного потоку. За результатами спостережень на усій ділянці дороги вулиці С. Бандери було визначено інтенсивності руху транспортних засобів і пішохідних потоків, встановлено характеристику забудови і визначено кількість жителів прилеглих будинків, що дозволило визначити екологічні втрати від дії транспортного потоку залежно від швидкості руху (рис. 1).

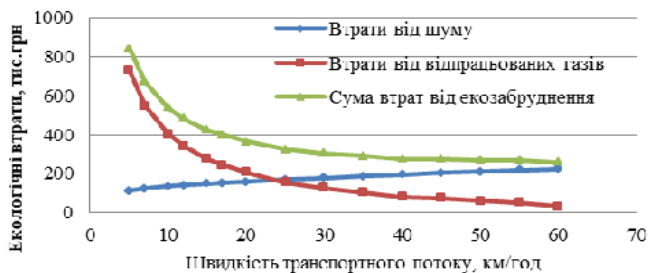


Рис. 1. Екологічні втрати від дії транспортного потоку залежно від швидкості руху на вулиці С. Бандери, м. Львів

Як видно з результатів, до швидкості транспортного потоку 25 км/год шкідлива дія відпрацьованих газів перевищує негативний вплив шуму транспортних потоків. Подальше збільшення швидкості руху спричиняє переважний негативний вплив шуму транспортних потоків, що слід враховувати при проектуванні нових ділянок дороги чи удосконаленні існуючих, щоб компенсувати цю дію, наприклад, застосуванням шумозахисних екранів.

1. Врубель Ю.А. *Потери в дорожньому русі / Ю.А. Врубель.* – Мн.: БНТУ, 2003. – 380 с.

УДК 629.3.017

ВПЛИВ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛЯ

INFLUENCE OF OPERATIONAL FACTORS ON THE EFFICIENCY OF THE VEHICLE'S BRAKING SYSTEM

Роман Качмар, Андрій Луців

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

Study of the influence of tire pressures and contamination of brake mechanisms on the braking efficiency of the car. The execution of the graphs of the braking force dependence on time under the influence of operating factors..

Істотний вплив на ефективність гальмівної системи автомобіля у реальних експлуатаційних умовах має технічний стан гальмівних механізмів та різного роду чинники, які виникають у процесі експлуатації автомобіля.

З метою встановлення гальмівної ефективності автомобіля при впливі різноманітних експлуатаційних чинників, проведено експериментальні дослідження впливу тиску в шинах та забруднення гальмівних механізмів на характер процесу гальмування автомобіля та його ефективності.

Вимірювання проводились для передньої осі автомобіля Deawoo Nexia з дисковими гальмівними механізмами. Для вимірювання

гальмівної сили при забрудненні гальмівних механізмів та різного тиску в шинах використано гальмівний стенд BSA 4340, який дає можливість вимірювання гальмівної сили одразу двох коліс передньої осі автомобіля, що, в свою чергу, дає можливість порівняння гальмівної ефективності кожного колеса.

З метою встановлення гальмівної ефективності запропоновано змінювати тиск у шинах та імітувати забруднення гальмівного механізму. Дослідження проводились при трьох значеннях тиску в шинах: пониженому тиску 0,15 МПа, рекомендованому заводом виробником тиску 0,18 МПа та при підвищеному тиску 0,25 МПа. Додатково проведено дослідження при забрудненні гальмівних механізмів моторною оливою.

За результатами проведених досліджень отримано графіки залежності гальмівної сили кожного колеса передньої осі автомобіля від тиску в шинах та при забрудненні моторною оливою. Для прикладу наведено графіки зміни гальмівної сили при рекомендованому тиску в шинах 0,18 МПа та при пониженому 0,15 МПа (рис.1).

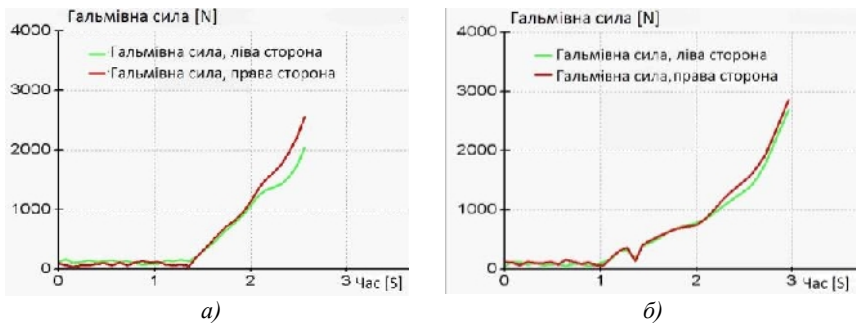


Рис.1. Зміна гальмівної сили при рекомендованому тиску в шинах 0,18 МПа (а) та при пониженому тиску 0,15 МПа (б)

Також було проведено дослідження при забрудненні гальмівних механізмів моторною оливою. Для порівняння наведено гальмівні сили за відсутності забруднення та при забрудненні моторною оливою (рис. 2).

Наведені результати дослідження дозволили розробити практичні рекомендації для забезпечення точності діагностування гальмівної системи автомобілів за допомогою гальмівних стендів.

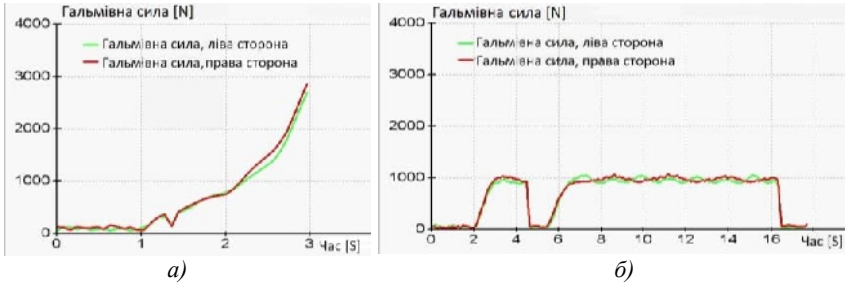


Рис.2. Зміна гальмівної сили без забруднення гальмівних механізмів (а) та при забрудненні моторною оливою гальмівних механізмів (б)

Результати досліджень також дають можливість розробити рекомендації щодо експлуатації гальмівної системи у реальних експлуатаційних умовах та її належного діагностування.

УДК 657.42

ТЕХНІЧНИЙ СТАН ОСНОВНИХ ЗАСОБІВ ПІДПРИЄМСТВ: ПРОБЛЕМИ ПОДОЛАННЯ ФІЗИЧНОГО І МОРАЛЬНОГО ЗНОСУ

TECHNICAL CONDITION OF FIXED ASSETS OF ENTERPRISES: PROBLEMS OF PHYSICAL AND MORAL WEAR

Галина Кіндрацька

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

The degree and dynamics of depreciation of fixed assets of Ukrainian enterprises are estimated, the main problems and ways of their solution are determined.

За даними наукових досліджень збільшення інвестицій у національну економіку на 1 % забезпечує зростання темпів економічного зростання на 0,2 %, зайнятості – на 0,3 % і скорочення інфляції – на 1%. Відповідно досягнення бажаних цілей економічного розвитку тісно пов'язане з подоланням технічної та технологічної відсталості підприємств,

пришвидженням оновлення основних засобів. За даними Держслужби статистики України, впродовж 2000 – 2014 рр. ступінь їхнього зносу зріс майже у два рази (з 43,7% до 83,5%), а в останні роки становив дещо нижчий рівень: у 2015 р. – 60,1%¹, 2016 – 58,1%, 2017р. – 55,1% [1].

Рівень спрацювання основних засобів на підприємствах різних видів економічної діяльності істотно відрізняються, що залежить від інвестиційної привабливості галузі, інтенсивності експлуатації, частоти їх оновлення та модернізації. Наприклад, у 2016 р. ступінь зносу основних засобів у промисловості порівняно з загальним показником по країні був значно вищим (69,4 %), а для транспорту, складського господарства та кур'єрської діяльності (секція Н за КВЕД) він мав нижчий рівень (50,6%), при цьому істотно відрізнявся за видами транспорту: водний – 44,2 %, наземний і трубопровідний – 46,4 %, авіаційний – 64,1 % [1]. Варто зазначити, що на практиці проблему спрацювання основних засобів оцінюють менш критично, наводячи такі аргументи: частина обладнання, яке раніше було задіяне у безперервному виробництві, зараз використовують менш інтенсивно, наприклад, в одну зміну, або не використовують зовсім, але при цьому амортизаційні відрахування нараховують, що завищує ступінь їхнього зносу.

Зазначимо, що наведені вище показники враховують лише фізичний знос, тобто поступову втрату основними засобами первісної вартості внаслідок функціонування чи бездіяльності (наприклад руйнування від корозії). Це призводить до зниження їхньої продуктивності та збільшення експлуатаційних витрат. До основних факторів, що впливають на фізичний знос основних засобів, належать: якість і технічна досконалість конструкції, визначений режим роботи, особливості технологічного процесу, організація догляду і ремонту тощо. Як свідчать дослідження, в структурі інвестицій промислових підприємств України 40% становлять витрати на повну заміну фізично зношеного обладнання на аналогічне, 35% – на ремонт наявних основних засобів, 10% – на модернізацію виробничих процесів [2].

Не менш критичним для економіки країни і кожного підприємства зокрема є моральний знос основних засобів, який розглядають з двох позицій: наявне обладнання ще не досягло повного фізичного зносу, однак його експлуатація менш ефективна порівняно з новим чи досконалішим обладнанням, яке лише появилось на ринку; подальше

¹ У 2015 – 2017 рр. враховано зміни, що відбулись у зв'язку з утворенням ПАТ "Українська залізниця" у частині передачі/надходження та оцінки основних засобів.

застосовування застарілого обладнання неможливе внаслідок запровадження революційних змін у технології виробництва продукції.

Високий рівень морального зносу вказує на низький рівень запровадження інновацій і прогресивних технологій виробництва продукції. Шляхами виходу з цієї ситуації є: імпорт сучасного обладнання, який вимагає значних коштів і збільшує залежність від закордонних виробників, або реанімація машинобудування в Україні, яке слабо мотивоване на технічне переозброєння.

Важливою проблемою для різних суб'єктів господарювання є також тривалий термін віддачі коштів, які вони вкладають у нові технології, особливо в умовах нестачі власного капіталу і високої вартості кредитних ресурсів. Відповідно одним з шляхів підвищення технічного стану основних засобів, враховуючи низьку платоспроможність багатьох підприємств, є використання фінансового лізингу, який забезпечує оновлення основних засобів без значних капіталовкладень.

Загалом оновлення підприємствами основних засобів потребує розроблення на державному рівні механізму стимулювання, зокрема зниження вартості банківського кредиту, введення податкових пільг для інноваційної діяльності, оптимізація розміру митних платежів на імпорте обладнання тощо.

1. Державний комітет статистики України / Офіційний сайт [Електронний ресурс]. — Режим доступу: www.ukrstat.gov.ua. 2. Гуменюк С. Відтворення основних засобів як чинник розвитку виробничо-технічного потенціалу промислового підприємства / С. Гуменюк // Європейські перспективи. — 2014. — № 5. — С. 77–81.

УДК 621.1

ВПЛИВ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖНО-ДЕМПФУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ СІДІННЯ НА ВІБРАЦІЙНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ВОДІЯ АВТОМОБІЛЯ

**EFFECT OF THE SEATS ELASTIC-DAMPING SYSTEM
CHARACTERISTICS ON THE VIBRATION LOAD OF CARS DRIVER**

Богдан Кіндрацький, Михайло Головецький

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

The mathematical model of the system "car - seat - driver" is given, taking into account the double suspension. The influence of the elastic-damping system on the vibration load of the driver is analyzed.

При роботі в умовах вібрацій продуктивність праці знижується, зростає кількість травм. Зазвичай у спектрі вібрації переважають низькочастотні вібрації які негативно діють на організм. Деякі види вібрації несприятливо впливають на нервову і серцево-судинну системи, вестибулярний апарат. Найбільш шкідливий вплив на організм людини чинить вібрація, частота якої збігається з частотою власних коливань окремих органів, приблизні значення яких такі (Гц): шлунок – 2 ... 3; нирки – 6 ... 8; серце – 4 ... 6; вестибулярний апарат – 0,5; очі – 40 ... 100 тощо.

Організму людини вібрація передається в момент контакту з віброючим об'єктом: за дії на кінцівки виникає локальна вібрація, а на все тіло – загальну. Локальна вібрація вражає нервово-м'язові тканини і опорно-руховий апарат, призводить до спазмів периферичних судин. При тривалих та інтенсивних вібраціях у деяких випадках розвивається професійна патологія (до неї частіше призводить локальна вібрація): периферична, церебральна або церебрально-периферична вібраційна хвороба. В останньому випадку спостерігаються зміни серцевої діяльності, загальне збудження або, навпаки, гальмування, втома, поява болю, відчуття трясіння внутрішніх органів, нудота. У цих випадках вібрації впливають і на кістково-суглобовий апарат, м'язи, периферійний кровообіг, зір, слух. Місцеві вібрації викликають спазми судин, які розвиваються з кінцевих фаланг пальців, поширюючись на всю кисть, передпліччя, і охоплюють судини серця.

Тіло людини у процесі моделювання розглядають як поєднання мас пружними елементами. В одному випадку це тулуб з нижньою частиною хребта і тазом, в іншому – верхня частина тулуба в поєднанні з верхньою частиною хребта, нахиленою вперед. Для людини яка сидить на віброючій поверхні існує резонансний пік на частотах 4 ... 6 Гц. Для голови резонансні частоти знаходяться в області 20 ... 30 Гц. У цьому діапазоні частот амплітуда коливань голови може перевищувати амплітуду коливань плечей у 3 рази. Коливання внутрішніх органів, грудної клітки і черевної порожнини виявляють резонанс на частотах 3,0 ... 3,5 Гц.

За допомогою нових нормативів, що вступили у дію в 2000-х роках, ЄС регламентує, яким максимальним «загального обсягу» коливанням щодня може бути підданий працівник.

До робочого місця водія ставлять високі вимоги щодо зниження рівня вібрації. Тому при проектуванні сидіння водія транспортного засобу завжди приділяється велика увага вибору конструктивних параметрів пружно-демпфувальної системи і способів її налаштування залежно від маси водія і характеру вібрацій, створюваних транспортним засобом.

У доповіді наведена математична модель системи «автомобіль – сидіння – водій» з врахуванням подвійного підресорювання: модуля робочого місця водія до рами (кузова) автомобіля і крісла до модуля. Математична модель реалізована на комп'ютері у середовищі MatLab Simulink. Аналізується вплив пружно-демпфувальної системи на вібраційне навантаження водія.

УДК 629.113

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ТА КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ ПІДВІСОК ДЛЯ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ АВТОБУСІВ

CONSTRUCTION FEATURES AND EVALUATION CRITERIA OF LARGE BUSES SUSPENSIONS

Богдан Кіндрацький, Олексій Осмак

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

Design features of large three-axle bus suspension systems are analyzed. Comparison criteria of suspensions for expediency of its bus application are suggested.

Плавність ходу, комфорт і навантаження на дорогу істотно залежать від конструкції підвіски автобуса. На ринку відомі різні за конструкцією і властивостями підвіски.

Так, наприклад, для низькопідлогових міських автобусів, з метою збільшення простору в салоні, передню підвіску виконують залежною. Така поширена «класична» конструкція містить сталеву ковану балку, а роль напрямних елементів відіграють тяги (пневмобалони сприймають навантаження тільки у вертикальному напрямі). Натомість високопідлогові автобуси комплектують досконалішою конструкцією підвіски на подвійних поперечних важелях [1, 2]. Перевага такої конструкції – кращі

керованість, стійкість та плавність ходу попри більші габарити, складність конструкції та ремонту.

Задні підвіски, через застосування пневмобалонів, також вимагають складного напрямного пристрою. Такі конструкції часто містять численні поздовжні, поперечні чи діагональні важелі. Кожен важіль чи тяга містить як мінімум два гумометалевих шарніри. Також міст може кріпитись до кузова через додаткові лонжерони і траверси. Зазвичай задня підвіска містить чотири пневмобалони, а їх розміщення забезпечує зменшення поперечного та поздовжнього (при розгоні та гальмуванні) кренів. Потребу у системі важелів може усунути застосування багатolistових ресор, однак їм властивий істотний недолік – значна маса (впливає на величину невіднесених мас) та великі навантаження на дорогу зі сторони колеса [3, 4].

Враховуючи різну складність, властивості і вартість підвісок різних виробників, при вирішенні питання вибору конструкції підвіски для конкретного типу автобуса, бажано мати критерії оцінювання їхнього технічного рівня.

Для порівняння конструкцій підвісок пропонуємо застосовувати такі критерії: величина невіднесеної маси, співвідношення між віднесеною та невіднесеною масами (при встановленні на конкретний автобус), висота центра крену, кількість шарнірних з'єднань, кількість пневмобалонів (ресори на сучасних автобусах великого класу використовують вкрай рідко) та амортизаторів, компактність (простір, який вимагає конструкція), технологічність та вартість виготовлення.

У залежності від вимог до автобуса й умов його експлуатації, при обґрунтуванні конструкції підвіски, на основі перелічених критеріїв слід сформулювати інтегральний критерій якості з врахуванням важливості тих чи інших часткових критеріїв.

Такий підхід сприятиме об'єктивному оцінюванню альтернативних варіантів підвіски при вирішенні питання, яку з них встановлювати на автобус.

1. Сайт підприємства Hendrickson bus [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://hendrickson-intl.com/bus/portfolio.html>. 2. Сайт підприємства BRIST Axle Systems [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://bristaxle.com/>. 3. Раймпель Й. Шасси автомобиля / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1983. – 356 с. 4. Плавность хода грузовых автомобилей. Н.Н. Яценко, О.К. Прутчиков. – М.: Машиностроение, 1969. – 219 с.

УДК 621.923.7

МОДЕРНІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВІБРОВИКІНЧУВАЛЬНОЇ ОБРОБКИ

IMPROVEMENT OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT FOR VIBROFINISHING TREATMENT

Віталій Корендій¹, Олександр Гаврильченко¹, Віктор Захаров²

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

²ПрАТ «Іскра»,
вул. Вулицька, 14, м. Львів, 79066, Україна

The existing model of the lapping machine is analysed and the ways of its improvement are substantiated. The improved design diagram of the vibratory lapping machine is proposed.

Існуюча вібраційна викінчувальна машина з електромагнітним приводом, зображена на рис. 1,а, містить такі складові: дископодібні верхній 1 та нижній 2 притири, встановлені концентрично, паралельно один відносно одного; коловий електромагнітний віброзбудник, концентрично розташований відносно притирів, осердя з котушками 5 якого симетрично по колу закріплені до нижнього притиру 2, а якорі 4 закріплені симетрично по колу до реактивної маси 3, яка через пружну систему у вигляді гумових пружних кілець 7 концентрично зафіксована до нижнього притира 2; пружну систему у вигляді одного вертикального пружного стержня 6, що зашцементований по центру у нижньому притирі 2. Верхній кінець пружного стержня закріплений до фланця 8 з пустотілим циліндром 9, до якого закріплено верхній притир через пружно-цанговий вузол 10, а нижній кінець стержня кріпиться до фланців 11.

Конструкція модернізованого притирального верстата, зображеного на рис. 1,б, містить наступні складові: дископодібні верхній 1 та нижній 2 притири, встановлені концентрично, паралельно один відносно одного; коловий електромагнітний віброзбудник, концентрично розташований відносно притирів, осердя з котушками 4 якого симетрично по колу закріплені до нижнього притиру 2, а якорі 3 електромагнітного віброзбуджувача виконують функцію реактивної маси і через пружини 5 впираються у корпуси котушок з осердями 4 та обмежені у своїх

горизонтальних переміщеннях обмежувачами 12 з гумовими демпферами; пружну систему у вигляді одного вертикально розташованого пружного стержня 6, що защемлений по центру у нижньому притирі 2. Верхній кінець пружного стержня закріплений до фланця 7 з пустотілим циліндром 8, до якого закріплено верхній притир через пружно-цанговий вузол 9, а нижній кінець стержня кріпиться до фланця 10.

Модернізація конструкції притирального верстата, зображеного на рис.1,б, передбачає зміну конструкції якорної маси 3, яка складається з шести якорів, які через пружини 5 впираються у корпуси котушок з осердями 4 та обмежені у своїх горизонтальних переміщеннях обмежувачами 11 з гумовими демпферами.

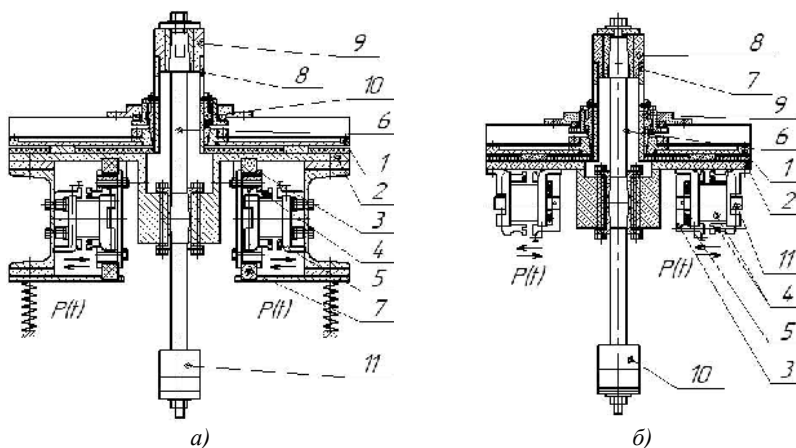


Рис. 1. Принципові схеми вібропритиральних верстатів

Коловий електромагнітний віброзбуджувач, який утворюють шість якорів 3 та осердь з котушками 4, встановлених по колу, де кожна пара протилежно встановлених обмоток ввімкнена у фазу трифазового джерела живлення за двотактною схемою, створює змушувальну силу $P(t)$, що збуджує горизонтальні коливання мас нижнього 2 притира та якорної маси за коловими траєкторіями. Коливання маси верхнього притира 1 відбувається за рахунок його кінематичного збурення від коливальної маси нижнього притира 2 через вертикальну пружну систему 6.

Конструкція проектується так, щоб центри коливальних мас верхнього 1 нижнього 2 притирів та якорної маси співпадали з центром

пружного стержня b , а вектор збурюючого зусилля проходив через центр мас системи. У результаті модернізації конструкції підвищилась стабільність та енергоощадність процесу притирання, що покращило площинність та рівномірність зношування робочих поверхонь притирів.

УДК 621.864.8

ДИНАМІКА РУХУ МОБІЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО РОБОТА З ДВОМА ДЕБАЛАНСНИМИ ВІБРОЗБУДНИКАМИ

DYNAMICS OF MOTION OF MOBILE VIBRATORY ROBOT WITH TWO UNBALANCE VIBRATION EXCITERS

Віталій Корендій, Володимир Гурей, Олександр Качур

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

One of the simplest designs of vibratory robots based on two-mass oscillatory system with two unbalance vibration exciters is considered. Differential equations of motion of the system are deduced and the results of simulation of the translational movement of the robot are presented.

Поняття «вібраційний робот» визначається як мобільна система, здатна рухатися у наперед визначеному середовищі завдяки періодичним змінам своєї структури чи періодичних переміщень її внутрішніх мас. Один з варіантів компоновки вібраційного робота поданий на рис. 1.

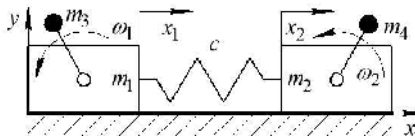


Рис. 1. Розрахункова схема вібраційного робота

Двомасова коливальна система робота включає два тіла m_1 і m_2 , які з'єднані між собою за допомогою пружного елемента c . У якості приводного зусилля використовуються відцентрові сили інерції, які

виникають при обертанні дебалансів m_3 і m_4 . Останні являють собою обертові маси, центри яких не лежать на відповідних осях обертання. Прямолінійний рух робота вздовж горизонтальної площини в даному випадку можна забезпечити шляхом раціонального підбору інерційно-жорсткісних параметрів системи та частот ω_1 і ω_2 обертання дебалансів з урахуванням тертя ковзання між тілами та опорною поверхнею.

Система диференціальних рівнянь, яка описує поступальний рух вібраційного робота уздовж осі Ox , має вигляд:

$$\begin{aligned}(m_1 + m_3) \cdot \ddot{x}_1(t) &= F_1(t) - F_{mp1}(t); \\ (m_2 + m_4) \cdot \ddot{x}_2(t) &= F_2(t) - F_{mp2}(t),\end{aligned}$$

де прийнято наступні позначення:

$$\begin{aligned}F_1(t) &= m_3 \cdot l_1 \cdot \omega_1^2 \cdot \cos(\xi_1 + \omega_1 \cdot t) - (c \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + \mu \cdot (\dot{x}_1(t) - \dot{x}_2(t))); \\ F_2(t) &= m_4 \cdot l_2 \cdot \omega_2^2 \cdot \cos(\xi_2 + \omega_2 \cdot t) - (c \cdot (x_2(t) - x_1(t)) + \mu \cdot (\dot{x}_2(t) - \dot{x}_1(t))); \\ F_{mpi}(t) &= \begin{cases} f_i \cdot F_{Ni}(t) \cdot \operatorname{sgn}(\dot{x}_i(t)), & \text{якщо } \dot{x}_i(t) \neq 0; \\ F_i(t) \cdot \operatorname{sgn}(F_i(t)), & \text{якщо } [\dot{x}_i(t) = 0 \wedge F_i(t) \leq F_{Ni}(t)]; \\ f_i \cdot F_{Ni}(t) \cdot \operatorname{sgn}(F_i(t)), & \text{якщо } [\dot{x}_i(t) = 0 \wedge F_i(t) > F_{Ni}(t)]; \end{cases} \\ F_{Ni}(t) &= (m_i + m_{i+2}) \cdot g - m_{i+2} \cdot l_i \cdot \omega_i^2 \cdot \sin(\xi_i + \omega_i \cdot t); \end{aligned}$$

l_i – довжина кривошипа i -го дебаланса; ξ_i – початкова фаза коливання i -го дебаланса; μ – коефіцієнт дисипації енергії в пружному елементі; f_i – коефіцієнт тертя між i -ю коливною масою та опорною поверхнею; g – пришвидшення вільного падіння.

Моделювання руху вібраційного робота проводилося для наступних параметрів системи: $m_1 = m_2 = 0,25$ кг, $m_3 = m_4 = 0,025$ кг, $l_1 = l_2 = 0,03$ м, $c = 470$ Н/м, $\mu \approx 0$ (Н·с)/м, $f_1 = f_2 = 0,1$, $\xi_1 = 0$, $\xi_2 = \pi$, $\omega_1 = \omega_2 = 60$ рад/с. Результати моделювання подані на рис. 2. Із графіків випливає, що робочі маси коливаються у протифазі із частотою збурюючого зусилля (в цьому випадку, з частотою обертання дебалансів), а сам робот рухається поступально вздовж горизонтальної осі. Середня швидкість руху становить приблизно 0,15 м/с та в подальшому може бути оптимізована за рахунок підбору раціональніших інерційно-жорсткісних параметрів коливної системи віброробота.

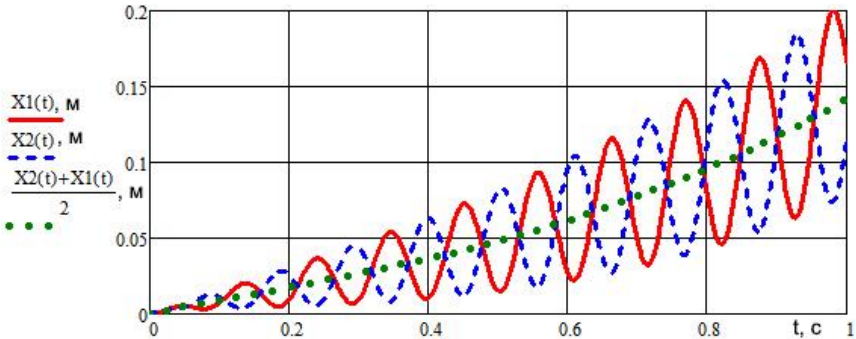


Рис. 2. Часові залежності переміщення коливних мас (маси $m_1 - X1(t) = x_1(t)$, маси $m_2 - X2(t) = x_2(t)$) та центру мас механічної системи робота

$$x_{ц.м.}(t) = (x_1(t) + x_2(t)) / 2$$

УДК 621.864.8

МОБІЛЬНІ ВІБРОТРАНСПОРТНІ МОДУЛІ З ПЛОСКИМ РУХОМ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

MOBILE VIBRATORY TRANSPORTING MODULES WITH PLANAR MOTION OF WORKING ELEMENTS

Віталій Корендій, Олена Ланець, Петро Дмитерко

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

Four basic structures of mobile vibratory robots with planar motion of the working elements are considered. Their operation peculiarities are overviewed and the prospects of practical implementation are substantiated.

Мобільні роботи широко застосовуються для виконання різноманітних транспортно-технологічних у середовищах, небезпечних для життя людини. Більшість з таких машин обладнані гусеничними чи колісними рушіями, окремі моделі – крокуючими механізмами. Однак, такі роботи не мають можливості переміщуватися крізь вузькі щілини

(наприклад, при виконанні рятувальних операцій серед уламків споруд) чи всередині трубопроводів (при їх чищенні або діагностиці). Тому на даний час активно розвивається новий напрям мобільної робототехніки – вібраційні роботи, які не потребують специфічних рушіїв (коліс, гусениць, ніг, гвинтів (шнеків) тощо), а натомість використовують коливний рух своїх робочих органів, що безпосередньо взаємодіють із навколишнім середовищем, для виконання різноманітних транспортно-технологічних операцій. У цій доповіді розглянуто конструктивні й функціональні особливості чотирьох базових конструкцій вібророботів.

Одна з найпростіших схем віброробота, виконана на основі одномасової коливальної системи, подана на рис. 1, а. Робочий орган встановлюється на опорній поверхні за допомогою тонких стержнів, з'єднаних із ним через пружні елементи c , нахилені до опорної поверхні під кутом φ . За рахунок впливу знакозмінної збуджуючої сили $F(t)$, лінія дії якої нахилена відносно осей стержнів під кутом φ_1 , створюються напрямлені коливання робочої маси m , що спричиняють «стрибаючий» рух робота вздовж опорної поверхні в одному напрямку.

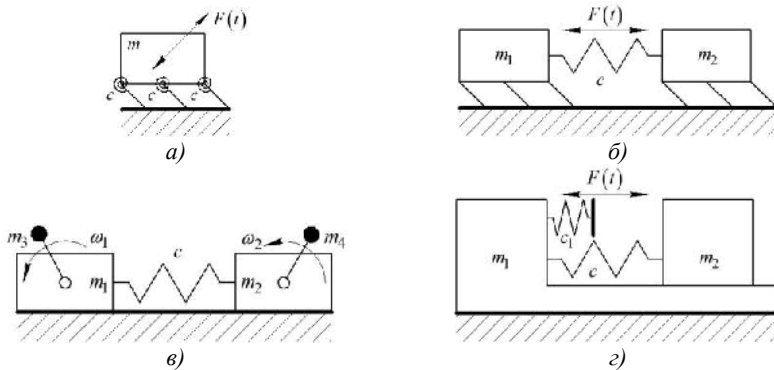


Рис. 1. Принципові схеми мобільних вібраційних транспортних модулів

На рис. 1,б представлена двомасова структура віброробота, робочі органи якого з'єднані між собою пружним елементом c . Між масами m_1 і m_2 прикладається знакозмінна збуджуюча сила $F(t)$. Рух робота здійснюється за рахунок несиметричного тертя між робочими масами та опорною поверхнею, величина якого залежить від напрямку руху (в одному з напрямків руху коефіцієнт тертя значно вищий, ніж в іншому).

Ще одна схема мобільного вібраційного транспортного модуля подана на рис. 1,в. У даному випадку двомасова коливальна система робота включає два тіла m_1 і m_2 , які з'єднані між собою за допомогою пружного елемента c . У якості привідного зусилля використовуються відцентрові сили інерції, які виникають при обертанні дебалансів m_3 і m_4 . Прямолінійний рух робота в даному випадку можна забезпечити шляхом раціонального підбору інерційно-жорсткісних параметрів системи та частот обертання дебалансів.

Також у представленому огляді мобільних вібророботів варто відмітити двомасову схему з віброударним режимом функціонування (рис. 1,г). Тіло m_1 розміщується на опорній поверхні. До нього через пружний елемент c приєднується тіло m_2 , поверхня ковзання якого знаходиться на першому тілі. Між тілами діє знакозмінне збурююче зусилля $F(t)$. Рух системи у горизонтальному напрямку можливий за рахунок наявності пружини-обмежувача жорсткістю c_1 , яка в окремі моменти часу акумулює інерційну силу тіла m_2 і передає її тілу m_1 . Якщо шляхом раціонального підбору інерційно-жорсткісних параметрів системи та параметрів збурення вдається забезпечити більшу величину вказаної інерційної сили, ніж сила тертя між опорною поверхнею і тілом m_1 , то система почне рухатися прямолінійно в горизонтальному напрямку.

УДК 621.735.3: 621.73.073: 539.371

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ЕЛАСТОМІРНОГО КОМПЕНСАТОРА ПОЗАЦЕНТРОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ СИСТЕМИ «ПРЕС-ШТАМП»

DEVELOPMENT OF A METHODOLOGY FOR CALCULATING THE ELASTOMERIC COMPENSATOR FOR THE ECCENTRIC LOAD OF THE PRESS-STAMP SYSTEM

Володимир Кухар, Владислав Глазко

*Приазовський державний технічний університет,
вул. Університетська, 7, м. Маріуполь, 87500, Україна*

In the process of work, the stress-strain state of the full-scale models of elastomeric elements is analyzed. The redirection of reactive elastic forces was considered when the point of application of the compressive load was shifted

relative to the center of gravity of their cross sections. Based on the findings, a method for calculating the design of a two-level elastomeric compensator for off-center load of the “press stamp” system has been developed. Manufactured design tested in production conditions.

У реальних виробничих умовах досягнення ідеальної співвісності повзуна преса і штампа є досить складним технологічним завданням. Крім цього, при багатоперехідному штампуванні, величина зміщення осі прикладання сили може значно відрізнятись для кожного переходу. При зміщенні центра тиску штампа щодо осі пуансона в бічних стійках станин пресового обладнання спостерігається асиметричність напружено-деформованого стану (НДС). Це може призвести до появи тріщини з боку штампового простору преса в найбільш небезпечному перерізі більше навантаженої стійки, в бік якої відбувається зміщення позацентрового навантаження. Крім цього, пружні деформації системи «прес-штамп», ще при докритичних значеннях призводять до зростання паразитних навантажень, через які підвищується зношування напрямних обладнання та робочих елементів штампового оснащення, зростає відсоток браку штампованих виробів.

Метою досліджень є розроблення методики розрахунку еласто-мірного компенсатора позацентрового навантаження системи «прес-штамп».

На сьогодні детально розроблені методики розрахунку еласто-мірних компенсаторів для усунення похибок системи «прес-штамп», що з'являються в результаті розкриття С-подібних станин пресового устаткування при додатку технологічного навантаження. Однак ці методики не враховують особливості НДС станин при зміщенні центра тисків штампа відносно осі повзуна в площині, паралельній фронтальній площині преса. Аналіз НДС натурних моделей еласто-мірних елементів при зміщенні точки прикладання стискаючого навантаження щодо центра ваги їхніх перетинів, дозволив виявити залежності перенаправлення реактивних сил пружності. На підставі отриманих висновків запропонована конструкція дворівневого еласто-мірного компенсатора позацентровому навантаженню системи «прес-штамп» і розроблена методика її розрахунку. В процесі роботи визначено критерії працездатності та ефективності компенсатора позацентровому навантаженню, а також умови міцності еласто-мірних пружних елементів, які є частиною його конструкції. Основними вихідними даними для розрахунку є розрахункова величина технологічного навантаження, заданий ексцентриситет, що підлягає компенсації і модуль пружності матеріалу еласто-мірних

елементів. Пропонований порядок розрахунку включає наступні етапи: побудова розрахункової схеми дворівневого еластомірного елемента; 2) визначення мінімальної несучої площі перетину пружного еластомірного елемента; визначення висоти пружного еластомірного елемента; визначення геометричних характеристик перерізу; визначення висоти проміжного коннектора, що підсилює ефект зміщення вектора технологічного навантаження в центр тиску штампа; перевірочний розрахунок. Розглянута методика розрахунку перевірена при розробці конструкції компенсатора позацентровому навантаження, випробуваному на діючому пресовому обладнанні.

Запропонована методика розрахунків дозволяє розробити конструкції компенсаторів позацентрового навантаження системи «прес-штамп» для компенсації ексцентриситету, розташованого тільки на одній обраній осі. Перспективним шляхом розвитку цього дослідження може бути розроблення методик розрахунку і конструкцій компенсаторів ексцентриситету навантаження по декількох осях, що лежать в горизонтальній площині штампового простору.

Висновки. 1. Розроблена методика розрахунку еластомірного компенсатора позацентровому навантаження системи «прес-штамп».

2. Виготовлена й апробована у виробничих умовах діюча конструкція дворівневого еластомірного компенсатора позацентрового навантаження системи (прес-штамп).

УДК 629.331

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПРУЖНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВОМАСОВОГО МАХОВИКА

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE ELASTIC CHARACTERISTICS OF DUAL MASS FLYWHEEL

Роман Літвін

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

The report describes the possibility of determining the torsional stiffness of a dual mass flywheel with the help of an experimental assembly.

Двомасові маховики (ДММ), які використовуються сьогодні в сучасних автомобілях мають досить різноманітну конструкцію та характеристики. Залежно від свого функціонального призначення вони можуть мати в своїй конструкції дві суцільні циліндричні пружини однакової жорсткості, декілька циліндричних пружин різної жорсткості розділені сепараторами, суцільні циліндричні пружини всередині яких знаходяться пружини меншого діаметра, додаткові пружини на фланці тощо.

При моделюванні коливних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ [1 – 3] виникає потреба у закладенні в симуляційну модель реальних даних крутильної жорсткості ДММ. З цією метою на кафедрі експлуатації та ремонту автомобільної техніки Національного університету «Львівська політехніка» була сконструйована і виготовлена експериментальна установка визначення пружної характеристики ДММ.

Для визначення крутильної жорсткості використовувався ДММ фірми Sachs з двома одинарними циліндричними пружинами від автомобіля Volkswagen Caddy, динамометр ДПУ-0.2-2 з максимальним допустимим навантаженням 2000 Н·м та ціною поділки 20 Н·м, транспортир. Вторинна маса ДММ закріплювалася нерухомо, а до первинної маси прикладалося зусилля натягу лебідкою до 50 градусів з періодичністю 5 градусів.

Результати випробувань подані на рис. 1. Як видно з рисунка отримана характеристика прогресивна, нелінійна, симетрична, що свідчить про однакові пружні властивості обох пружин. Також у ДММ присутній вільний хід, який складає 12 градусів.

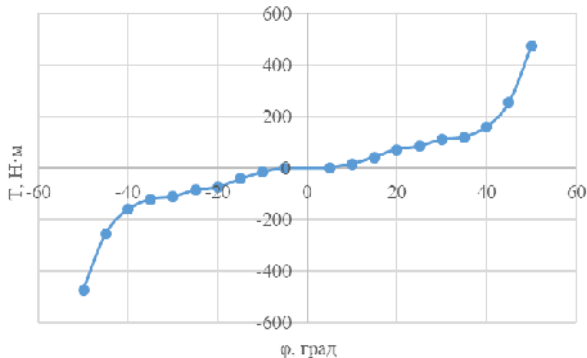


Рис. 1. Характеристика крутильної жорсткості ДММ з двома одинарними циліндричними пружинами

Експериментальна установка дає можливість визначати крутильну жорсткість двомасових маховиків різних конструкцій та закладати реальні дані для подальшого симуляційного моделювання коливних процесів у трансмісії автомобіля з ДММ.

У доповіді аналізується симуляційна модель трансмісії автомобіля з ДММ під час роботи двигуна на холостому ході, в яку закладена крутильна жорсткість ДММ з двома одинарними циліндричними пружинами.

1. Кіндрацький Б.І. Коливальні процеси у трансмісії автомобіля з двомасним маховиком під час роботи двигуна на холостому ході / Б.І. Кіндрацький, Р.Г. Літвін // Журнал Одеського нац. політех. ун-ту «Підійомно-транспортна техніка». — Одеса, 2018. — 1(57). — С. 45—54. 2. Peter Baran, Robert Grega, «Comparison of dynamic properties of dual mass flywheel», *diagnostyka*, vol. 16, no. 1 (2015), Olsztyn, Poland, pp. 29-33. 3. Daniela Maffiodo¹, Raffaella Sesana¹, Dino Paolucci² and Sabrina Bertaggia² «Finite life fatigue design of spiral springs of dual-mass flywheels: Analytical estimation and experimental results», *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 10(6), 2018, pp. 1-13, DOI: 10.1177/1687814018778474.

УДК 628.511

АНАЛІЗ СТРУКТУРИ ГАЗОВОГО ПОТОКУ В ЦИКЛОНІ З СПІРАЛЬНИМ НАПРАВЛЯЮЧИМ АПАРАТОМ

**AN ANALYSIS OF STRUCTURE OF GAS STREAM IN THE CYCLONE
WITH THE SPIRAL DIRECTING VEHICLE**

Володимир Майструк, Роман Гаврилів, Павло Майструк

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

In the article was investigated the structure of gas stream in the circular space of cylindrical part of corps. Was received a change on the radius of tangential, radial and axial speed of gas stream. Was determined their influence is certain on efficiency of work of vehicle.

Пиловловлюючі апарати, які використовуються в промисловості, повинні мати високу ефективність роботи. Великий вплив на ефективність

роботи пиловловлюючих апаратів має структура газového потоку в сепараційній зоні апарату.

У цій доповіді, з метою збільшення ефективності роботи, проведено аналіз структури газového потоку в робочій (сепараційній) зоні циклона із спіральним направляючим апаратом, конструкція якого представлена в [1]. Аналіз був проведений за результатами теоретичних досліджень циклона за допомогою CFD- програм.

Під час досліджень визначали значення тангенціальної, радіальної і осьової швидкості руху газového потоку в межах від 200 мм нижче нижнього торця циліндричної частини до 1200 мм вище цього торця, у перерізах, показаних на рис. 1. Відстань між перерізами складала 200 мм.

Якщо рахувати, що радіальна швидкість газového потоку має додатній напрям в напрямку збільшення радіусу апарату, то практично у всьому сепараційному просторі вона є незначною і приймає значення в межах від 0 до 1м/с. Однак в перерізі, що співпадає із нижнім торцем циліндричної частини апарату, радіальна швидкість в зоні центральної труби приймає значення 5 – 5,5 м/с. По мірі збільшення радіусу вона зменшується до значень, які є в сепараційній зоні. Такий характер радіальної швидкості в зоні центральної труби позитивно впливає на процес вловлення пилу в апараті. Нижче нижнього торця центральної труби, тобто у конічній частині апарату, радіальна швидкість отримує від'ємні значення. Це пов'язано з тим, що у конічній частині корпусу низхідний потік перетікає у висхідний.

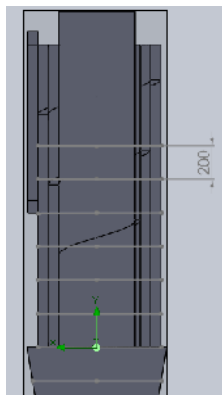


Рис. 1. Перерізи в кільцевому просторі циклону, в яких проводили дослідження.

По мірі руху газового потоку по кільцевому сепараційному просторі до конічної частини, тангенціальна швидкість зменшується від 25 – 30 м/с у верхній частині апарату до 10 – 25 м/с у зоні нижнього торця центральної труби. Із збільшенням радіусу тангенціальна швидкість у верхній частині кільцевого простору збільшується. Це свідчить про те, що сепарація пилових частинок більш інтенсивніше проходить у верхній частині апарату. По мірі опускання газового потоку, до площини на 200 мм нижче нижнього торця циліндричної частини, характер зміни тангенціальної швидкості із збільшенням радіуса змінюється на протилежний.

Якщо рахувати, що додатній напрям осьової швидкості співпадає із напрямом низхідного газового потоку, то у верхній частині апарату вона приймає значення в межах 0 – 10 м/с. Під час руху закрученого потоку вниз апарату осьова швидкість збільшується до значень 10-25 м/с. Це свідчить про те, що обертовий потік газу переходить у осьовий. Крім того, у зовнішніх каналах циліндричного спіралевидного корпусу в зоні нижнього торця осьова швидкість отримує від’ємні значення.

І. Дубинін А.І., Майструк В.В., Гаврилів Р.І., Циклони із спіральним направляючим апаратом. // Восточно - Европейський журнал передових технологій. – Харків, 2011. – вип. 2/6(50). – С. 35-37.

УДК 62-592.2

ЗАМКНУТА ГІДРОСИСТЕМА – ГАЛЬМО ДЛЯ МЕХАНІЗМУ ПІДНІМАННЯ ВАНТАЖУ

CLOSED CIRCUIT HYDROSYSTEM AS A BRAKE FOR THE CARGO LIFTING MECHANISM

**Володимир Малащенко¹, Володимир Стрілець², Олег Стрілець²,
Андрій Савлук²**

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

²*Національний університет водного господарства і
природокористування,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028, Україна*

The article considers structure and principle of operation of the cargo lifting mechanism's brake in the form of a closed circuit hydrosystem, which consists of a gear pump, pipelines, a reservoir for a liquid and control devices.

Для керування роботою механізму піднімання вантажів підйомних, та інших машин і обладнання необхідні пристрої, які забезпечують безпеку їх нормальної експлуатації. Сам процес роботи цих пристроїв називають гальмуванням, а пристрої – гальмами. Гальма у механізмах піднімання вантажів мають зупиняти ці механізми та утримувати вантаж на висоті, а також забезпечувати повільне опускання вантажу з регульованою швидкістю. У механізмах пересування та повороту, гальма використовують для зупинки візка або крана на заданому шляху. В транспортерах та елеваторах гальма служать для зупинки цих машин і запобігання їх зворотного руху. Будова та принцип роботи колодкових, стрічкових, дискових і вантажоупорних гальм описані у технічних літературних джерелах, що відносяться до підйомно-транспортного обладнання. Основним недоліком таких гальм є складність конструкції, використання у них фрикційних зв'язків, що приводять до інтенсивного спрацювання деталей, та не продуктивні затрати енергії на опускання вантажів. Тому пропонується нове гальмо у вигляді замкнутої гідросистеми, розроблене на рівні, наприклад, патенту України на винахід № 41191, яке усуває вказані недоліки.

На рис. 1 показані гідравлічні схеми гальма: *а* – робота при підніманні вантажу; *б* – робота при опусканні вантажу.

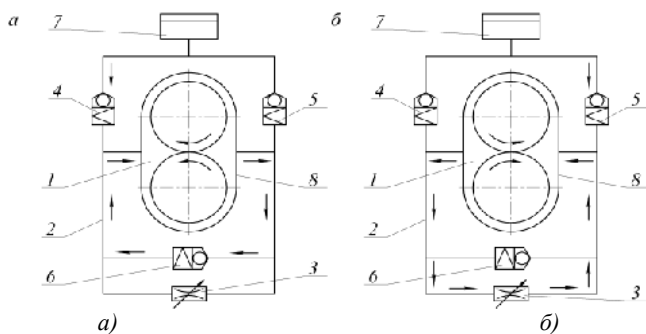


Рис. 1. Гідравлічні схеми гальма

Гальмо складається з шестерінчастого насоса 1, трубопроводів 2, регульовального крана 3, зворотних клапанів 4, 5, 6 і ємності для рідини

7. Всі складові деталі монтуються на корпусі 8 насоса 1. Далі вантажоупорний зупинник корпусом 8 приєднується до корпуса редуктора приводу механізму підйому вантажу гвинтами, а вал приводу гідронасоса 1 з'єднується з валом редуктора приводу механізму піднімання вантажу.

Гальмо працює за таким принципом. При обертанні вала редуктора приводу механізму за напрямком підйому вантажу шестеренчастий насос приводиться в роботу, а саме перекачує рідину по першому замкнутому колу (рис. 1,а). У цей час регулювальний кран закритий. По закінченні піднімання вантаж зупиняється і своєю вагою створює зворотний обертальний момент. При цьому міняється напрямок обертання шестеренчастого насоса. Так як система закрита регулювальним краном піднятий вантаж знаходиться в підвішеному стані.

Для опускання вантажу відкривається регулювальний кран. Рідина рухається по другому замкнутому колу (рис. 1,б), а саме через шестеренчастий насос і регулювальний кран. При цьому обертається шестеренчастий насос, вал і вантаж плавно опускається. При закритті регулювального крана гідросистема стопориться, припиняється рух рідини по другому замкнутому колу гідросистеми. Зупиняється рух шестеренчастого насоса, вала і опускання вантажу припиняється.

Таке гальмо поліпшує експлуатаційні показники механізму підйому вантажу внаслідок спрощення керування ним, зменшує енергетичні затрати на опускання вантажу, збільшується довговічність за рахунок відсутності пар тертя.

УДК 534.1:62-251:621.671

ВПЛИВ БАГАТОШПАРИННИХ УЩІЛЬНЕНЬ НА ДИНАМІКУ РОТОРА ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

THE IMPACT OF THE MULTI-GAP SEALS ON ROTOR DYNAMICS OF CENTRIFUGAL PUMP

Володимир Марцинковський, Олександр Позовний

*Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна*

In this paper, the proposed method of analytical calculation of the damping and circulation forces that arise in multi-gap seal.

Сучасна обчислювальна техніка дозволила вирішити багато завдань гідродинаміки проточних частин лопатевих машин, зокрема, відцентрових насосів [1]. У результаті з'явилася можливість оптимізувати геометрію проточних каналів і звести до можливого мінімуму гідравлічні втрати, і тим самим, підвищити гідравлічні К.К.Д. насосів. Подальше підвищення загального К.К.Д. можливо, перш за все, за рахунок зниження об'ємних втрат, тобто витіки через кінцеві і міжступеневі шпаринні ущільнення. У відцентрових насосах ці витіки досягають 10% номінальної подачі насоса [2], тому проблема їх зменшення не втрачає актуальності.

Одним зі способів зменшення об'ємних втрат є застосування в якості передніх ущільнень робочих коліс шпаринних ущільнень з двома або трьома кільцевими дроселюючими шпаринами (рис.1).

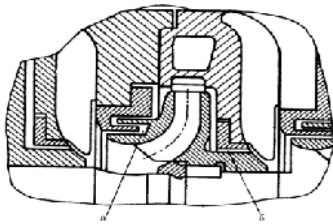


Рис. 1. Проміжна сходи́нка відцентрового насоса: а – трьохшпаринне переднє ущільнення робочого колеса, б – заднє одношпаринне ущільнення

Такі ущільнення [3, 4] створюються послідовно розташованими дроселями, коефіцієнт гідравлічних втрат яких приблизно дорівнює сумі коефіцієнтів втрат всіх дроселів. Відповідно зменшується протікання через ущільнення. Розрахунок ущільнень обмежується оцінкою втрат через кільцеві дроселі з нерухомими стінками. При цьому використовуються емпіричні значення коефіцієнтів місцевих втрат і втрат на тертя по довжині каналу.

У другій половині минулого століття при створенні високонапірних живильних насосів виявилася здатність багатощпаринних ущільнень викликати автоколивання ротора з амплітудами порядку величини радіального зазору [5]. Ця обставина змусила по-новому підходити до вибору конструкції і до розрахунку багатощпаринних ущільнень. Зокрема, такі ущільнення, як і звичайні одношпаринні ущільнення, не тільки обмежують втрати, а й виконують функції гідродинамічних опор, тому важливим завданням розрахунку є визначення не тільки гідростатичних,

але і неконсервативних сил, що діють на ротор з боку потоку рідини в дроселюючих каналах. Нечисленні роботи [4] в цій області враховують тільки потенційні гідростатичні сили, а при визначенні сили в парних шпаринах допущена помилка в знаку.

У запропонованій роботі, на підставі отриманих раніше результатів досліджень одношпаринних ущільнень [4], визначені радіальні гідродинамічні сили для двохшпаринних і трьохшпаринних ущільнень. Отримані амплітуди і фази вимушених радіальних коливань, а також умови стійкості. Аналітичні вирази сил дозволяють обґрунтовано вибирати геометричні параметри ущільнень таким чином, щоб поряд зі зменшенням протікання, вони забезпечували допустимий низький рівень вібрацій ротора.

1. Problems of Mechanics in Pump and Compressor Engineering. Edited by V.Martsynkovskyy and A.Zahorulko Applied Mechanics and Materials Vol. 630 (2014). ©(2014) Trans Tech Publications, Switzerland. - 418p. doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.630. 2. Лопастные насосы: Справочник/ В.А.Зимницкий, А.В.Капун, А.Н.Папир, В.А.Умов. – Л.: Машиностроение, 1986. – 334 с. 3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. 2-е издание. - М.-Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с. 4. Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения: теория и практика. – Сумы: Изд-во Сумского госуниверситета, 2005. – 416 с. 5. Этингер С.М. Опыт наладки и освоения в эксплуатации питательных насосов сверхвысокого давления типа СВП-220-280 на Черепетской ГРЭС/ Паро- и газотурбостроение. 1957, вып.5, с. 249-269. Паро- и газотурбостроение. 1957, вып.5, с. 155-177.

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 роботі 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 же 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, за яким здійснено 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 неістотне відхилення (max 3%).

Таблиця 1

**Результати розрахунку і експериментальні дані часу розгону
автомобіля**

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 відноситься 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 504.06: 662.756.3: 656.13

ПЕРСПЕКТИВА ВИКОРИСТАННЯ БІОДИЗЕЛЬНОГО ПАЛИВА У ДИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

THE PERSPECTIVE OF THE USE OF BIODIESEL FUEL ON THE ENGINES

Василь Мельник, Ігор Захара, Тетяна Войцехівська, Петро Веркалець

*Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна*

Сьогодні набувають поширення альтернативні види палива для дизельних двигунів на основі олій та тваринних жирів. У зв'язку з цим, ведуться інтенсивні роботи з переведення двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) на біопаливо як в країнах з обмеженими паливно-енергетичними ресурсами, так і високорозвинених країнах.

Біодизельне паливо (біодизель, МЕРО, РМЕ, RME, FAME, EMAG, Біонафта і ін.) – це екологічно чистий вид біопалива, який одержують з жирів рослинного і тваринного походження і використовуваний для заміни нафтового дизельного палива (ДП) [1 – 3]. Відповідно до законодавства України щодо сприяння виробництву та використанню біологічних видів палива визначено, що біодизельне паливо (біодизель) – це метилові або етилові ефіри вищих органічних кислот, отриманих з рослинних олій або тваринних жирів, що використовуються як біопаливо або біокомпонент [5, 6].

За своїми фізичними та хімічними властивостями біодизель являє собою рідину жовтого кольору (може бути різних відтінків в залежності від сировини та способу виготовлення), яка майже не змішується з водою, має високу температуру кипіння та низьку пружність пари, виготовлений з незабрудненої сировини біодизель є нетоксичним [4 – 5]. Наявність окислювача безпосередньо в молекулі біодизельного палива допомагає інтенсифікувати процес згорання і забезпечити більш високу температуру в циліндрі дизеля, що, з одного боку, сприяє підвищенню індикаторного й ефективного ККД двигуна, а з іншого - призводить до деякого збільшення оксиду азоту NO_x у відпрацьованих газах [6 – 8].

Менша частка вуглецю у молекулі біодизельного палива призводить до зменшення його нижчої теплоти згорання на 13 – 15% і збільшення годинної і питомої ефективного витрат палива.

Застосування біодизельного палива дозволяє забезпечити зниження викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами. Для дизельних двигунів з вихровою камерою (передкамерою) і безпосереднім уприскуванням зниження відповідно становить: CO з 12 до 10 %, C_nH_m з 35 до 10 %, PM (тверді частинки) з 36 до 24 %, сажа зростає з 50 до 52 % [9].

Авторами виконано аналіз основних видів альтернативних палива для дизельних двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ), досліджено їх характеристика та здійснено оцінку основних фізико-хімічних показників найбільш поширених видів біодизельного палива і описано необхідні умови для їх застосування у ДВЗ.

За результатами дослідження цетанового числа рекомендовані для застосування у швидкохідних дизельних двигунах палива: RME B100 та SME B100. Але, слід відзначити, що для палива SME B40 цетанове число становить 49,4 од. і є дуже близьким до стандартного значення, а тому його використання у якості палива не призведе до негативних наслідків для двигуна. Згідно з результатами дослідження нижчої теплоти згорання стандарту відповідають біодизельне палива SME B20, а тому за даним показником рекомендоване для застосування у дизельних двигунах. Густина біодизельних палив SME B20 та SME B40 відповідає ДСТУ, а отже рекомендовані для застосування у дизельних двигунах. Показнику кінематичної в'язкості за ДСТУ відповідають біодизельні палива SME B20 та SME B40. За вмістом сірки біодизельне паливо RME B100, SME B100, SME B20 та SME B40 відповідають показнику якості дизельних палив виду-II для швидкохідних дизелів (ДСТУ 4840:2007).

Отже, досліджені біодизельні палива: RME B100, SME B100, SME B20 та SME B40 на основі ріпакової та соєвої олії за своїми властивостями відповідають або дуже близькі до ДСТУ. Проте SME B20 та SME B40 є найбільш близькими до товарного дизельного палива, а тому їх використання на швидкохідному дизельному двигуні не вимагає змін у системі живлення, та забезпечить стабільну роботу двигуна і високі техніко-експлуатаційні показники.

1. Кобец Н. Перспективи производства и переработки семян рапса в Украине. Сборник докладов IV Международной конференции «Масложировая промышленность – 2005», 15 – 16 ноября 2005 г., г. Киев. – с. 46 – 52. 2. Ковальський В., Голодніков О., Григорак М., Косарев О., Кузьменко В. Про підвищення рівня еколого-енергетичної безпеки України. // Економіка України. – 2000. – № 10. – с. 34 – 41. 3. Винтоняк В. Українська рапсодія // Агроперспектива. – 2000. – № 1. – с. 10 – 14. 4. Семенов В.Г., Кухта В.Г. Дизельное топливо из рапса // Хранение и переработка зерна. – 2000. – № 12. – с. 59 – 61. 5. Фукс И.Г., Евдокимов А.Ю., Джамалов А.А., Лукса А. Экологические аспекты использования

топлив и смазочных материалов растительного и животного происхождения // *Химия и технология топлив и масел.* – 1992. № 6. – с. 36 – 40. 6. Муштрук М., Сухенко Ю., Сухенко В. Интенсификация процесса преобразования жиров в дизельное биотопливо // *MOTROL.* – 2012. – №3. – с. 96 – 103. 7. Біопалива (технології, машини і обладнання) / В.О. Дубровін, М.О. Корчемний, І.П. Масло, О. Шептицький, А. Рожковський, З. Пасторек, А. Гжибек, П. Євич, Т. Амон, В.В. Криворучко – К.: ЦПІ „Енергетика і електрофікація”, 2004. – 256 с. 8. Семенов В.Г., Марченко А.П., Семенова Д.У., Ліньков О.Ю. Дослідження фізико-хімічних показників альтернативного біопалива на основі ріпакової олії. – *Машинобудування: Вісник Харківського державного політехнічного університету. Збірка наук. праць. Випуск 101.* – Харків: ХДПУ, 2000. – с. 159 – 163. 9. Семенов В.Г. Анализ показателей работы дизелей на нефтяных и альтернативных топливах растительного происхождения. – *Вісник Національного технічного університету „ХПІ”:* Збірка наукових праць. Харків: НТУ „ХПІ”. – 2002. № 3. – с. 177 – 197.

УДК 629.113(075.8)

АДАПТАЦІЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ СУЧАСНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГУНА ДО ПРИВОДУ АВТОМОБІЛЯ

ADAPTATION OF THE CHARACTERISTIC OF A MODERN PETROL ENGINE TO A DRIVE OF THE CAR

Теодозій Миськів, Павло Мурило

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

The drive of Ferrari GTC4 Lusso and Ferrari GTC4 Lusso T cars with two types of gasoline engines, respectively, naturally aspirated and turbocharging, is considered. The comparative parameters of the drive of both cars and the external speed characteristics of their engines are given. Traction characteristics of both cars are calculated and advantages of the drive with the modernized engine characteristic due to the forced filling of cylinders by turbochargers have been noted.

Як джерело енергії тривалий час використовується поршневий двигун внутрішнього згоряння, характеристика якого є далекою від ідеальної, тож для його адаптації до приводу автомобіля застосовуються

різноманітні перетворювачі: зчеплення чи гідротрансформатор, ступенева коробка передач чи варіатор, головна (кінцева) передача зі сталим передатним числом. Застосування заходів покращення роботи і ефективності сучасних бензинових двигунів дозволило вдосконалити і частково наблизити до ідеальної їхні характеристики.

Використовуючи [1], розрахована та показана на рис. 1 модернізована характеристика двигун, яка завдяки частині зі сталого потужністю частково наближена до ідеальної (обертовий момент в залежності від кутової швидкості в цій частині змінюється гіперболічно).

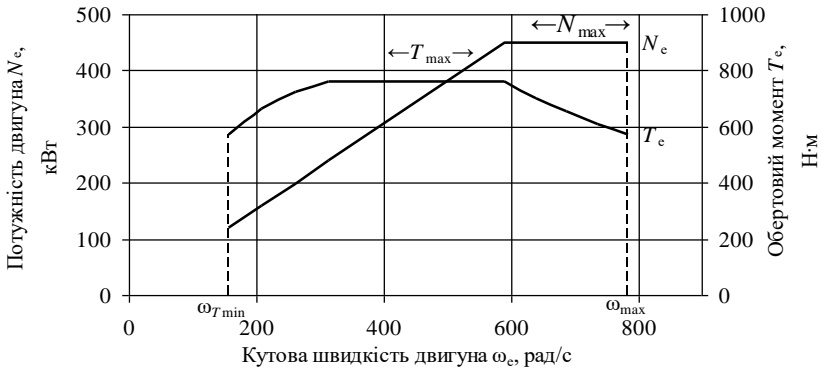


Рис. 1. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна автомобіля 2018 Ferrari GTC4Lusso T

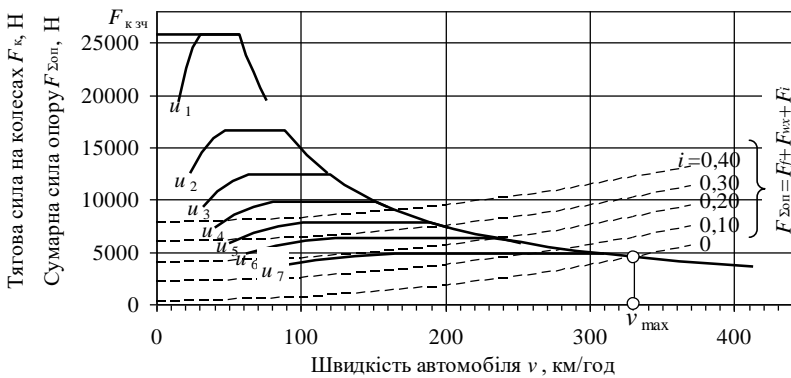


Рис. 2. Тягова характеристика автомобіля 2018 Ferrari GTC4Lusso T

Двигун з такою характеристикою, інтегрований із ступеневою коробкою передач, забезпечує майже ідеальну тягову характеристику автомобілю (див. рис. 2). Слово «майже» стосується прогалини між нулем і початком характеристики на першій передачі, де для рушання з місця використовується зчеплення.

Завдяки модернізованій характеристиці двигуна приводу розгін автомобіля відбувається при максимальній потужності, а перемикання передач з мінімальними втратами на тертя в зчепленнях.

1. Миськів Т. Г. Динаміка автомобіля з дискретно-змінною і неперервно-змінною трансмісією // Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. Вісник Національного Університету «Львівська політехніка». — 2017.

УДК 629.3.083

ДІАГНОСТУВАННЯ ЕЛЕКТРОННИХ СИСТЕМ ЗАПАЛЮВАННЯ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ АВТОМОБІЛІВ

DIAGNOSTIC SYSTEMS ELECTRONIC IGNITION GASOLINE
ENGINE CAR

Роман Модла¹, Василь Бритковський¹, Олександр Сорочинський²

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

*²Українська академія друкарства,
вул. Під Голоском, 19, м. Львів, 79020, Україна*

In this work an adaptive system of diagnostics of electronic systems of ignition of a car is proposed in which priority is given to the method of determining the correlation dependence between the parameters of the investigated and the basic signals. The algorithm of functioning of the central processor of such a system is developed, which ensures high reliability of the installation of ignition system problems and reduces the time spent on the diagnostic process 2-3 times in comparison with traditional methods.

За останні десятиліття суттєво вдосконалилася конструкція всіх систем автомобіля, модернізувався і розширився склад електрообладнання, особливо у сфері застосування електронних пристроїв. Такі

пристрої керують системою впорскування палива, системою запалювання, різними засобами підвищення комфорту та безпеки руху, а також здійснюють безперервний контроль за працездатністю різних систем, вузлів і агрегатів автомобіля. Система керування двигуном в цілому, система запалювання, система впорскування бензину, механізми автомобільного двигуна безпосередньо впливають на багато показників його роботи. До таких показників відносять потужність двигуна, економічність, рівномірність і стійкість роботи, токсичність відпрацьованих газів.

Загальновідомо, що навіть, на перший погляд, непомітні несправності системи запалювання (зменшення пробивної напруги, порушення часу накопичення енергії, порушення кута випередження запалювання та ін.) суттєво збільшують витрату палива і підвищують вміст шкідливих речовин у відпрацьованих газах [1].

Сьогодні широко застосовуються порівняльні методи діагностування, коли оператор візуально порівнює дані, зчитані за допомогою мотор-тестера чи осцилографа із справної та несправної системи двигуна і робить відповідні висновки про той чи інший вид несправності (відмови). У таких методах надто великим є вплив суб'єктивних факторів, тому досить актуальним є питання зменшення важливості людського фактору при діагностуванні. Це може бути досягнуто впровадженням та удосконаленням методів математичної обробки отриманої діагностичної інформації [2].

Запропонована адаптивна система діагностування електронних систем запалювання автомобіля в якій пріоритетне значення надається методу визначення кореляційної залежності між параметрами досліджуваного та базового сигналів. Така система складається з: центрального процесора з програмним забезпеченням, інформації власника автомобіля, сигналу первинного кола системи запалювання, електронної бази даних спектральної щільності потужності сигналів первинного кола систем запалювання, електронної бази продіагностованих автомобілів, результату діагностування, оператора-діагнosta, ремонтних операцій, цифрового осцилографа, поелементної діагностики, автомобільного сканера, бортової діагностики автомобіля.

Вартість обладнання, потрібного для реалізації цього методу, дещо вища аналогових автотестерів, але нижча вартості комп'ютерних мотор-тестерів вітчизняного і особливо закордонного виробництва. Для забезпечення реалізації цього методу може бути використаний універсальний дво- або чотириканальний цифровий осцилограф, який забезпечує частоту дискретизації аналогового сигналу не менше 125 кГц.

Крім цього, цей метод діагностування може бути реалізований без спеціальних діагностичних сенсорів для зчитування діагностичної інформації.

Розроблений алгоритм функціонування центрального процесора такої системи, який забезпечує високу достовірність встановлення неполадок системи запалювання та зменшує затрати часу на процес діагностування в 2-3 рази порівняно з традиційними методами. Використання запропонованої системи спрощує процес отримання достовірного діагнозу системи запалювання та дозволяє задіяти для діагностування оператора - діагноста з нижчою кваліфікацією.

1. Соснин Д. А. Новейшие автомобильные электронные системы / Соснин Д. А., Яковлев В. Ф. – М: СОЛОН-Пресс, 2005. – 240 с. 2. Дмитренко А. В. Диагностика и ремонт электрооборудования, иностранных и отечественных автомобилей/ А. В. Дмитриенко. – Николаев: ЭТОН, 1999. – 80 с.

УДК 629.113.066

ВПЛИВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕКТРИЧНОЇ МЕРЕЖІ АВТОМОБІЛЯ НА ЙОГО ПОЖЕЖНУ БЕЗПЕКУ

INFLUENCE OF THE TECHNICAL STATE OF THE ELECTRIC NETWORK OF THE CARS ON ITS FIRE SAFETY

Степан Немий, Василь Бритковський

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

The purpose of the study is analysis of the factors affecting electric network operation safety and increasing cars fire safety.

В останні роки статистичні дані підтверджують зростання кількості пожеж на автомобілях. До цього спричинюється низка факторів, зокрема: порушення правил експлуатації автомобілів водіями, неякісне виконання технічного обслуговування автомобілів, порушення протипожежних правил при ремонті і зберіганні автомобілів. Це свідчить про актуальність теоретичних і експериментальних досліджень, спрямованих на підвищення пожежної безпеки автомобілів.

У результаті дослідження встановлено, що основним засобом системи електричного захисту автомобільної електромережі від короткого замикання (КЗ) і перевантажень є використання плавких і біметалевих запобіжників. Основною характеристикою запобіжників, що визначає їхню ефективність є ампер-секундна характеристика, яка являє собою залежність часу спрацювання запобіжника від величини струму навантаження.

Співставлення ампер-секундних характеристик автомобільних запобіжників різних конструкцій показує, що біметалеві запобіжники, порівняно із плавкими, більш інерційні у зоні великих перевантажень ($I/I_n \geq 3$), де I – струм навантаження проводу; I_n – номінальний струм запобіжника. З іншої сторони, біметалеві запобіжники є більш чутливими в зоні малих перевантажень ($I/I_n \leq 2$) [1].

Для правильного вибору номінального струму запобіжника I_n необхідно порівняти ампер-секундні характеристики запобіжників і проводу, які вони захищають. Під ампер-секундною характеристикою проводу розуміють залежність часу досягнення ізоляцією проводу граничної температури від струму навантаження I .

Моделювання можливості виникнення аварійної ситуації в електропроводці автомобіля на прикладі одиночних проводів площею перерізу 1,0, 1,5 і 2,5 мм² і ампер-секундних характеристик запобіжників [2], показує, що на тривалі струмові перевантаження проводу близько 50 % ($I/I_n \leq 1,5$) плавкі запобіжники практично не реагують.

Згідно з нормами [2] у колах з проводами площею перерізу 1,0, 1,5 і 2,5 мм² повинні використовуватися плавкі запобіжники із номінальним струмом I_n відповідно 10, 16 і 20 А.

Задаючи різні значення температури оточуючого середовища T_{cp} , при струмі навантаження $I = 1,5 I_n$, проведено розрахунок температури проводу T_{np} .

З розрахунків випливає, що при 50% струмовому перевантаженні понад номінали I_n запобіжників температурні режими проводів не досягають критичних значень. Однак при певному збільшенні струму, зокрема у колах живлення обмоткових виробів через міжвиткові замикання, температура проводів може досягти критичних значень. При значному збільшенні струму температурне поле у проводі стає функцією часу. Виникає нестационарний тепловий процес: кількість тепла, що виділяється у проводі може бути більшим від кількості тепла, яке відводиться від проводу в оточуюче середовище.

Як випливає з результатів досліджень, при справному стані електромережі і елементів системи захисту температурні режими проводів

не досягають критичних значень. Через інерційність існуючої системи електричного захисту і певні порушення режиму експлуатації електрообладнання існує значна ймовірність виникнення КЗ чи критичного перегріву проводів, що може призвести до виникнення джерела загоряння і пожежі на автомобілі. Для запобігання виникнення аварійних режимів у електрообладнанні необхідно неухильно дотримуватися регламенту технічного обслуговування електричної мережі і вимог щодо безпеки її експлуатації, насамперед застосуванням запобіжників згідно керівництва з експлуатації заводу-виготовлювача автомобіля.

1. Исхаков Х. И. Пожарная безопасность автомобилей /Х. И. Исхаков, А. В. Пахомов, Я. Н. Каминский. – М.: Транспорт, 1987. – 87 с. 2. Чишков Ю. П. Электрооборудование автомобилей. Учебник для ВУЗов /Ю. П.Чишков, А. В. Акимов. – М.: Изд. «За рулем», 1999. – 384 с.

УДК 656.13.12

ЕФЕКТИВНІСТЬ МІСЬКИХ АВТОБУСНИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ У ЗАЛЕЖНОСТІ ВІД СТРУКТУРИ РУХОМОГО СКЛАДУ

**EFFICIENCY OF CITY BUS TRANSPORTATION DEPENDS ON
STRUCTURE OF VEHICLE FLEET**

Степан Нємий, Тарас Ванько

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

*Mathematic models which evaluate technicol and economic efficiency of
city buses work depends on its passanger capacity ave developed*

Однією із вагомих причин негативних явищ, що склалися у системі автобусного пасажирського транспорту є те, що через її приватизацію транспортна система практично вийшла зі сфери наукового обслуговування профільних кафедр вищих навчальних закладів і спеціалізованих науково-дослідних організацій. Приватні перевізники не аналізують як складових витрат для технічного обслуговування і ремонту, з метою їх зниження, так і впливу структури автобусних парків на собівартість пасажирських перевезень. Усі фінансові проблеми «вирішуються» просто

регулярним періодичним підвищенням тарифів на міські пасажирські перевезення. Крім цього, експлуатація в межах міської вуличної мережі автобусів малого класу, замість великих і особливо великих, об'єктивно призводить до збільшення їх кількості. Це, у свою чергу, збільшує щільність міських транспортних потоків, породжує тисняву на автобусних зупинках, що негативно впливає на комфортність перевезення пасажирів і безпеку руху.

Техніко-економічна ефективність роботи автобусів та якість перевезень пасажирів значною мірою визначається структурою парку автотранспортних засобів за пасажировмістимістю. Для моделювання техніко-економічної ефективності використання автобусів різної пасажирської вмістимості, порівняно з автобусами великої вмістимості, розроблено математичні моделі, згідно з якими, наприклад, витрати, відповідно до нормативних трудомісткостей, на технічне обслуговування і ремонт та паливо виражаються наведеними нижче залежностями.

Для автобуса великої пасажировмістимості (97 осіб):

$$B_{moe} = L_e[1,4C_{щo}/l_{cd} + 0,002C_{mo2} + 0,0015C_{mo1} + 0,009C_{np}]; B_{ne} = 0,3342 L_e.$$

Для автобуса малої пасажировмістимості (38 осіб):

$$B_{mom} = L_e[1,79C_{щo}/l_{cd} + 0,0023C_{mo2} + 0,002C_{mo1} + 0,014C_{np}]; B_{ne} = 0,536 L_e,$$

де B_{moi} – витрати на технічне обслуговування і ремонт; B_{ni} – витрати на паливо; L_e – пробіг автобуса великої пасажировмістимості для перевезення заданої кількості пасажирів на маршруті; $C_{щo}$, C_{mo1} , C_{mo2} і C_{np} – відповідно, вартість однієї нормогодини ЩО, ТО-1, ТО-2 і ПР, грн; l_{cd} – середньодобовий пробіг автобуса, км;

Як бачимо з результатів досліджень, при перевезенні однакової кількості пасажирів витрати на технічне обслуговування і поточний ремонт автобусів великої пасажировмістимості потенційно є значно меншими, порівняно з автобусами малої пасажировмістимості, за всіма складовими витрат. Особливо вражаючими є порівняльні витрати палива – при використанні автобусів великої пасажировмістимості вони потенційно в 1,6 разів менші, ніж при використанні автобусів малої пасажировмістимості.

Висновки. 1. Розроблено математичні моделі, які дозволяють оцінити ефективність використання автобусів різної пасажирської вмістимості.

2. У містах з напруженими пасажиропотоками, при однаковій кількості перевезених пасажирів, витрати на технічне обслуговування і поточний ремонт автобусів великої пасажировмістимості потенційно є значно меншими, порівняно з автобусами малої пасажировмістимості.

3. Доведено, що, наприклад, порівняльні витрати палива на автотранспортному підприємстві при використанні автобусів великої пасажировмістимості потенційно є в 1,6 разів менші, ніж при використанні автобусів малої пасажировмістимості.

УДК 621.879

СТВОРЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МОБІЛЬНОЇ ЗЕМЛЕРИЙНОЇ МАШИНИ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ В ПРОГРАМНОМУ КОМПЛЕКСІ OPENMODELICA

**THE DYNAMIC MODEL CREATION OF MOBILE CONTINUOUS
EARTH -MOVING MACHINE WORKING TOOLS IN OPENMODELICA
COVERED SOFTWARE**

Володимир Ніколаєнко

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

The report is devoted to the dynamic loads computer model in the continuous earth-moving machine on the motor vehicle chassis basis and torsional vibrations analysis applying existing and modern methods.

Створення нових надійних зразків мобільних землерийних машин безперервної дії, що використовуються для виконання фортифікаційних робіт по спорудженню траншей та котлованів, неможливий без проведення детального аналізу динамічних навантажень. Під динамічними навантаженнями слід розуміти крутильні коливання розгалуженої динамічної системи двигун-трансмсія-робочий орган машини. Робоче обладнання землерийної машини складається власне з самого робочого органа та приводу з системою механічних передач і валів з розподіленими інерційними та пружними елементами. Без спотворення основних закономірностей динамічних явищ у приводі, таку систему можна замінити моделлю, що складається з дискретних елементів, а саме -

зосереджених мас з відповідними моментами інерції та пружних безмасових елементів.

Побудова динамічної та математичної моделі дискретної динамічної системи виконано засобами мови програмування Modelica – вільно розповсюдженого програмного комплексу, що базується на використанні об'єктно-орієнтованої мови програмування, симуляції, оптимізації та аналізу складних динамічних систем. Динамічна модель робочого обладнання створена з компонентів, які в режимі симуляції відтворюють рух елементів механічної системи (рис.1).

Основними елементами моделі є блоки бібліотеки стандартних компонент: *inertia* – момент інерції, з параметрами власних моментів інерції зубчастих коліс, муфт, валів, рухомих частин опор; *spring* – пружина, з параметрами власних крутильних жорсткостей валів, шліцевих з'єднань та зубчастих передач; *idealGear* – зубчата передача, з параметрами передатного відношенн.

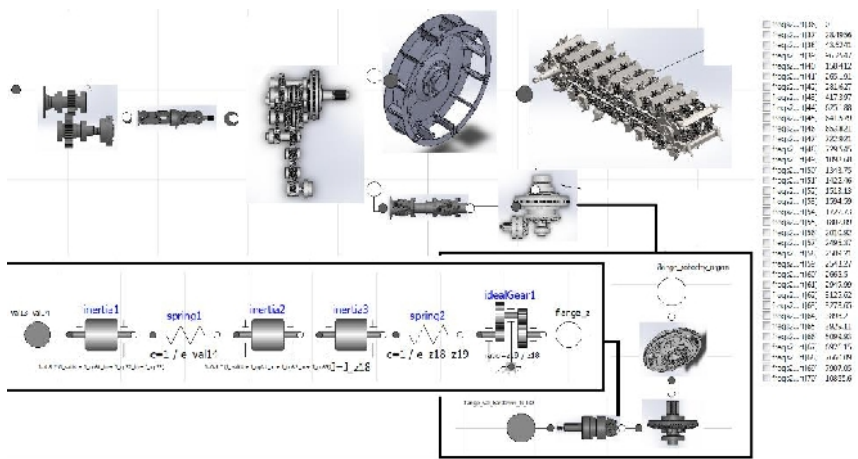


Рис. 1. Компонентна динамічна модель землерійного робочого обладнання

Компонентне моделювання є зручним способом представлення складних розгалужених систем, з великою кількістю елементів та зв'язків. Структуру компонентної моделі створено максимально близькою до реальної механічної системи. Під час симуляції моделі можлива зміни параметрів моделі і перебудова структури, що відповідає роботі машини на різних передачах приводу.

Основною перевагою розробленої компонентної моделі є просте отримання математичної моделі, а саме матриць інерцій та жорсткостей, що мають зведені параметри за умовами еквівалентності кінетичної та потенціальної енергії моделі та механічної системи. Обчислення за математичною моделлю за нульових значень узагальнених сил дає можливість визначити власні частоти коливань динамічної системи нижня межа яких складає 28,5 Гц.

Визначені частоти власних коливань, потрібні для виявлення можливого виникнення резонансу та визначення амплітуд переміщень і напружень в елементах приводу.

УДК 621.086.065

**КОНСТРУКТИВНА РЕАЛІЗАЦІЯ КРИВОШИПА ЗМІННОЇ
ДОВЖИНИ У КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОМУ МЕХАНІЗМІ З
ДИНАМІЧНО ЗРІВНОВАЖЕНИМ ПОВЗУНОМ**

**CONSTRUCTIVE IMPLEMENTATION OF A VARIABLE LENGTH
CRANK IN THE SLIDER-CRANK MECHANISM WITH A
BALANCED SLIDER**

В'ячеслав Пасіка, Ярослав Новіцький

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

In the work the structural features of the variable length crank are given. The design contains a planetary transmission. To the moving wheel of the gear is strengthen a kinematic pair of coupler. Such a design allows you to completely balance the unbalanced mass of the slider of the slider-crank mechanism.

Попередні дослідження авторів [1] показали, що зрівноважити незрівноважену масу повзуна у кривошипно-повзунному механізмі можна за допомогою підпружиненого повзуна і кривошипа змінної довжини. При цьому осі циліндричних пружин мусять бути паралельні до ходу повзуна (рис. 1). При цьому траєкторія точки *A* мусять бути колом, центр якого не збігається з центром обертання кривошипа.

Найпростіше такий рух можна забезпечити нерухомим кулачком, теоретичний профіль якого є коло, а кривошип обертається відносно центра O , утворюючи з центром кола ексцентриситет a (рис. 2). Проте наявність вищої кінематичної пари і певні конструктивні особливості викликають у конструкторів пересторогу при використанні таких механізмів у важко навантажених машинах.

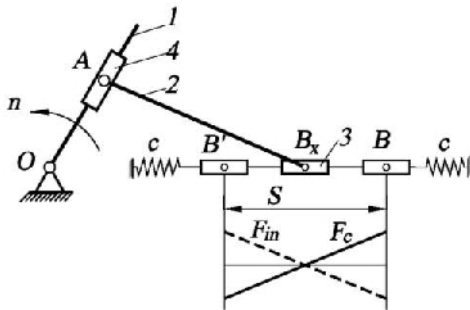


Рис. 1. Структурна схема комбінованого КПМ з паралельними пружинами

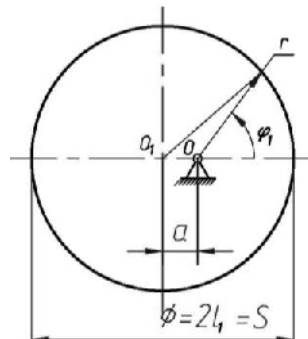


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення радіуса-вектора кулачка

Для усунення такого «недоліку» проведені дослідження з метою забезпечення потрібної траєкторії урухомлювальної точки A шатуну іншим чином. На рис. 3 наведена конструктивна схема урухомника точки A , який забезпечує їй колову траєкторію.

Конструкція містить пару нерухомих коліс 5, вал 4 яких разом з кронштейном 1 отримує рух від вала 10 через зубчасті колеса 8 і 9. З колесами 5 спряжені колеса 6, які встановлено на ексцентриковому валу 2. Таким чином кронштейни 1 разом із валом 2 утворюють уявну корбу із колесами-сателітами 6, що обкочують нерухомі центральні колеса 5. Оскільки зубчасті колеса 5 та 6 однакові, то будь-яка точка на сателіті 6 описує коло. Тому за один оберт сателітів ексцентрик вала 2 теж робить один оберт, що утворює траєкторію центра ексцентрик-коло радіусом r (рис. 2), центр якого O_1 зміщено відносно центра обертання корби (сателітів O) на величину a .

Отже, у роботі запропоновано механізм, що забезпечує колову траєкторію рухомої точки гонка і може застосовуватись у важко навантажених машинах.

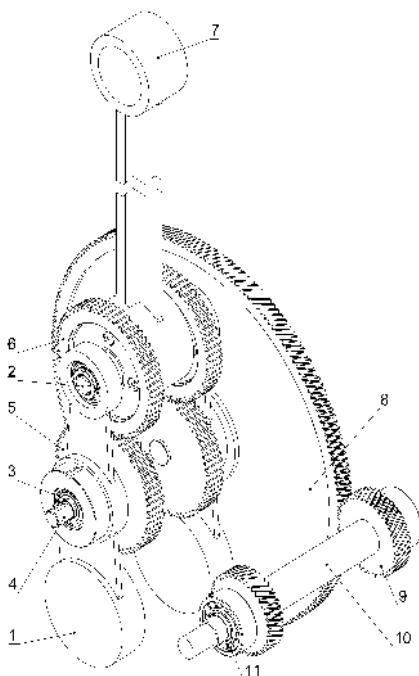


Рис. 3. Конструктивна схема урухомника точки А шатуна

1. Пасіка В.Р. Динамічне зрівноваження маси поковзня у корбо-поковзневому механізмі / В.Р. Пасіка, Є.В. Харченко, Н.О. Гембара // Матеріали Всеукраїнської н/т конф. "Механіка машин – основа складової прикладної механіки", Дніпро, 11-13 квітня 2017.

УДК 621.83:658:652

ОПТИМАЛЬНІ ЗАКОНИ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ В АВТОМОБІЛЬНІЙ ТРАНСМІСІЇ

OPTIMAL LAWS OF GEAR SHIFT IN AUTOMOTIVE TRANSMISSIONS

Роман Пельо

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

On the basis of the information obtained, it is concluded that the real variety of transmissions is unreasonably excessive and even harmful, since optimality is usually monotonous.

На шляху удосконалення автомобіля не оминати проблему оптимального перемикання передач у східчастих трансмісіях. Зазвичай розрізняють закони перемикання передач (ступенів), оптимальні чи з огляду на паливну економічність, чи з огляду на динамічність (швидкісність), чи з огляду на комфортність (безпечність) руху автомобіля тощо. І всі ці різновиди законів вважають особливими, незвідними один до одного. Через це в конструкціях реальних автомобільних трансмісій часто передбачають на догоду водієві одночасно кілька програм автоматичного керування. Але все, що доручається водієві, – це до певної міри суб'єктне нівелювання автоматичності та оптимальності.

Мета роботи – спростувати таку дуже поширену систему поглядів на оптимальність керування трансмісією: виявляється, існує один-єдиний оптимальний закон перемикання передач, в рамках якого не виникають протиріччя, принаймні, між вимогами енергоощадності та вимогами динамічності (чи продуктивності) транспортного засобу. В основу методології дослідження покладено цілком вмотивований принцип невтручання автоматичної системи керування трансмісією у вибір програми пересування автомобіля – вибір, який в значній мірі обумовлений обставинами та дорожніми умовами руху транспортного засобу. Отож, оптимізуючи закони перемикання передач, слід вважати програму руху наперед заданою (підпорядкованою лише водієві), а наслідки вимушеного відхилення від неї в період роботи елементів керування трансмісією слід мінімізувати. Конкретно розглядаються перемикання передач в процесі розгону і сповільнення автомобіля.

Предбачена безпосередня участь двигуна у процесі зміни передач, тобто реалізація принципу активної синхронізації швидкостей обертання окремих частин трансмісії на суміжних передачах у процесі їх перемикання. При цьому передача механічної енергії через трансмісію здійснюється неперервним потоком. Реалізація динамічних принципів автоматизації також веде до зменшення кількості механічної енергії, що

перетворюється на тепло у процесі буксування елементів перемикання передач (фрикціонів, приміром). Завдяки цьому з'являється можливість збільшити довговічність елементів перемикання чи висувати легші вимоги до них у процесі конструювання трансмісії.

Складений алгоритм оптимального керування трансмісією автомобіля створює підстави формувати вмотивовані настанови щодо вибору миті перемикання передач і у випадку суто ручного керування автомобілем.

Отримані результати є достатньо загальними, хоча в модель автомобіля вносились суттєві спрощення. Зокрема, взята до уваги схемно дуже проста коробка передач насправді повністю відтворює принципи роботи механічної сходячистої трансмісії будь-якої будови. Процес перемикання передач є настільки швидкоплинним, що лінеаризоване відтворення режимів роботи системи «двигун – трансмісія» є цілком природним і таким, що не може спотворити уявлення про оптимальність функціонування системи «двигун – трансмісія».

УДК 621.1

УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ РОБОЧОЇ ЛАНКИ МАШИНИ ХОЛОДНОГО ФРЕЗЕРУВАННЯ ДОРІГ

A WORKING LINK DRIVE OF A COLD MILLING MACHINE CONSTRUCTION IMPROVEMENT

Леонід Поліщук, Олег Коваль

*Вінницький національний технічний університет,
Хмельницьке шосе, 95, Вінниця, 21021, Україна*

In current article proposed developed design of a built-in drive of a cold milling machine working link the use of which is allows to increase its reliability by reducing the nodes of the kinematic chain, and productivity by adjusting the working parameters, and reduce energy costs.

Запропонована розроблена конструкція вмонтованого приводу робочої ланки машини холодного фрезерування доріг, використання якої дозволяє підвищити її надійність за рахунок зменшення вузлів

кінематичного ланцюга, продуктивність за допомогою регулювання робочих параметрів та зменшити енерговитрати.

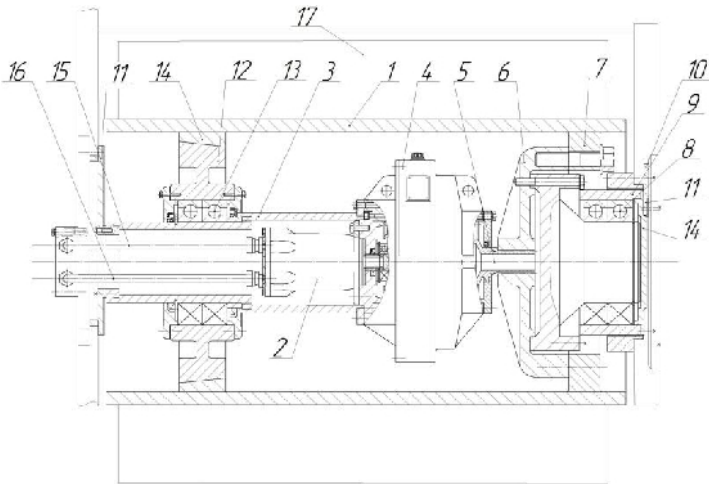


Рис. 1. Робоче креслення фрезерного барабана машини холодного фрезерування доріг

У базовій моделі машини фрезерний барабана отримує обертання від валу відбору потужності дизельного двигуна через хвильовий редуктор з гідравлічною муфтою, поліклинову передачу та одноступінчастий циліндричний редуктор, від якого фрезерному барабану передається обертальний рух. Регулювання частоти обертання здійснюється заміною шківів пасової передачі.

На рис. 1 представлено робоче креслення розробленої конструкції вмонтованого приводу робочої ланки (фрезерного барабана), яке містить корпус барабана 1, в середині якого розміщено вмонтований гідравлічний привод з гідродвигуном 2, який встановлено в порожнині піввісі 3, що скріплена з корпусом передавального механізму 4. На вихідному валу 5 передавального механізму 4 закріплено приводний диск 6, який нерухомо з'єднано з кільцем 7, що жорстко скріплене з внутрішньою поверхнею корпусу барабана 1. Вихідний вал 5 встановлено в підшипнику 8, який розміщений в корпусі 9, котрий прикріплено до шоківини 10. З протилежною шоківиною 11 скріплено піввісі 3. Напрямний фланець 12, який через підшипники 13 встановлено на піввісі 3, розміщений по

конічній поверхні опорного кільця 14, що жорстко скріплений з корпусом барабана 1.

В порожнині піввісі 3 улаштовано дві гідромагістралі 15 та 16, одна з яких через напірний трубопровід під'єднана до робочої камери гідродвигуна 2, а інша, через виливний трубопровід, – із зливною камерою гідродвигуна 2. На поверхні барабана 1 за гвинтовою лінією шевроном нерухомо встановлено за відповідним кроком різцеві головки (умовно на схемі непоказані), які мають робочу зону 17.

Робоча рідина під тиском через напірну гідромагістраль подається в робочу камеру гідродвигуна 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторними елементами гідродвигуна 2 відбувається обертання його вихідного вала, який через передавальний механізм 4, його вихідний вал 5 приводить в рух приводний диск 6 та опорне кільце 7, яке надає корпусу барабана 1 обертального руху.

Розроблена конструкція вмонтованого приводу робочої ланки дозволяє виконувати її монтаж без додаткових зусиль, оскільки збережені усі базові опорні поверхні. До того ж, вона відзначається невеликими габаритними розмірами і малим числом складальних одиниць. Використання гідродвигуна дає можливість плавно змінювати частоту обертання фрезерного барабана для забезпечення необхідного режиму роботи машини. Зазначені властивості надають ряд нових технологічних переваг, які недоступні для існуючого приводу.

УДК 662.811

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ СТЕНД ПОДРІБНЮВАЧА ДЕРЕВИНИ БАРАБАННОГО ТИПУ

EXPERIMENTAL STAND OF POWDER OF WOODEN DRY TYPE

Леонід Поліщук, Вадим Міськов, Валерій Кравчук

*Вінницький національний технічний університет,
Хмільницьке шосе, 95, м. Вінниця, 21021, Україна*

The article presents the scheme of an experimental stand for research of the integrated hydraulic drive of a device for shredding wood waste, which allows to investigate the characteristics of the operation of the integrated

hydraulic drive, which ensures reduction of dimensions and increase of the specific power of the installations in general.

Запропонована розроблена схема експериментального стенду для дослідження вмонтованого гідравлічного приводу пристрою для подрібнення деревинних відходів, яка дозволяє дослідити динамічні характеристики гідромеханічної частини установки під час подрібнення деревинних відходів і визначити вплив розташування різців подрібнювача барабанного типу на процес подрібнення деревинних відходів.

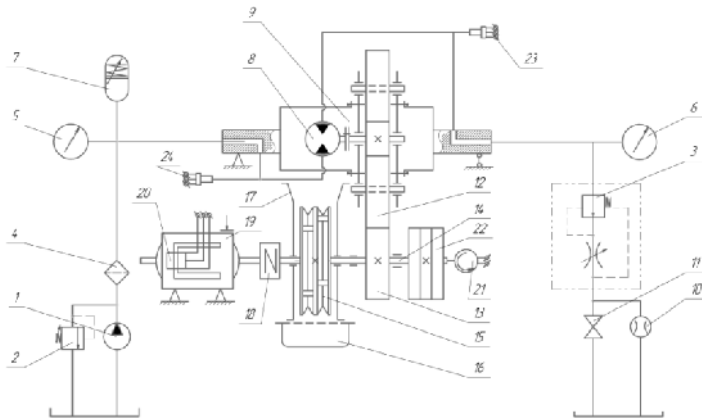


Рис. 1. Схема експериментального стенду для дослідження вмонтованого гідравлічного приводу пристрою для подрібнення деревинних відходів

У базовій моделі подрібнювача барабанного типу використовується привод пасової передачі, ми ж пропонуємо використати вмонтований гідропривід, що дозволить зменшити габарити і підвищити питому потужність, а також повністю гідрофікувати установку для подрібнення деревинних відходів. Це також дозволить, на базі даної моделі, зробити мобільні машини, які можна буде використовувати у лісовому господарстві та під час весняних проріджень придорожніх узбіч, садків та лісосмуг. Використання гідроприводу в свою чергу дозволить безступінчасто змінювати частоту обертання вала подрібнювального барабана в залежності від типу обробленої деревини.

На рис. 1 представлено гідравлічну схему експериментального стенду для дослідження вмонтованого гідравлічного приводу пристрою для подрібнення деревинних відходів, яка містить насосну станцію з

насосом 1 типу НШ-10-3, запобіжний клапан 2 типу Г-55-2, регулятор потоку 3 типу ПГ-55-24, фільтр високого тиску 4 типу Ф7М. Для контролю величини робочого тиску вона забезпечена манометрами 5 – в напірній магістралі, і 6 – в зливній. Пружинний гідроаккумулятор 7 встановлений перед входною гідролінією гідромотора 8 вмонтованого приводного пристрою 9. Для вимірювання втрати рідини, яка споживається гідросистемою приводного пристрою, застосовувався витратомір 10, вбудований в зливну гідролінію, кран 11 при цьому закритий, а зміна тиску рідини у зливній та напірній гідролініях реєструвалась давачами 23 і 24 відповідно.

Вмонтований приводний пристрій 9 через проміжну шестерню 12 та зубчасте колесо 13 з'єднаний з проміжним валом 14, на якому встановлено досліджуваний подрібнювач барабанного типу 15. Для дослідження подрібнювача барабанного типу 15 інерційне навантаження імітується набором дисків 22 та навантажувальним пристроєм 19, який з'єднаний з проміжним валом 14 компенсаційною муфтою 18. Величина моменту опору руху навантажувального пристрою 19 реєструється давачем 20, а частота обертання проміжного вала 14 тахометричним сенсором 21. Навколо подрібнювача барабанного типу 15 встановлено запобіжний кожух 17, який також використовувався під час експериментального дослідження ефективності використання подрібнювача барабанного типу 15 для направлення подачі сировини у зону подрібнення з подальшим її складуванням у бункер 16.

Розроблений експериментальний стенд дозволяє всебічно вивчити характерні режими роботи та вплив їх і типу оброблюваної деревини на динамічні та стаціонарні процеси у приводі подрібнювача.

УДК 629.3

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ХАРАКТЕРИСТИК ПАЛИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ В ЕЛЕКТРОМОБІЛЯХ

COMPARATIVE ANALYSIS OF FUEL CELLS CHARACTERISTICS IN ELECTRIC AUTOMOBILES

Юрій Пороховський, Анна Спірідонова

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

The main varieties of electrochemical energy converters are described. Direct electricity generation is based on the high-performance «cold» combustion of a fuel mixture. The structure, classification of fuel cell used for electrochemical energy transformation is considered.

В існуючих енергетичних установках добування енергії з вуглеводневого палива супроводжується процесами горіння, які на сьогоднішній день служать основною причиною парникового ефекту, що викликає всесвітнє потепління. Із цієї причини пошук нових джерел енергії – одне з найбільших завдань у світовому автомобілебудуванні.

Як альтернативу, автомобілю з ДВЗ, особливо для великих міст, розглядають електромобіль, в якому електрична енергія, накопичена в акумуляторній батареї, приводить в рух колеса з допомогою електричних двигунів. Але при експлуатації електромобілів, виникають ситуації при яких акумуляторні батареї повністю розряджаються, а можливості для їх заряджування немає. Крім того акумуляторні батареї досить дорогі, недовговічні і потребують ретельного догляду.

Як альтернативу розглядають паливні осередки – це електрохімічні пристрої, які здійснюють пряме (безпосереднє) перетворення хімічної енергії речовин (наприклад енергії системи водень – кисень) в електричну, оминаючи самі-по-собі малоефективні процеси горіння, здійснювані заради проміжного продукування енергії у формі теплоти. Безпосереднє продукування електроенергії спирається на високоефективне «холодне» горіння паливної суміші.

Ідеальний паливний осередок – це трансформатор перетворення енергії в якому можна за відносно низьких робочих температур, наприклад, 80°C. ККД перетворення енергії в паливних осередках вже тепер сягає 60...70 %. До того ж, паливні осередки характеризуються вельми високими питомими енергетичними показниками. Наприклад, питома енергія киснево-водневого осередка в режимі тривалої експлуатації може досягати значення 1000 Вт·год/кг, тоді як у гальванічних елементів та акумуляторів вона не перевищує 110...140 Вт·год/кг. Якщо ще врахувати, що паливні осередки не виділяють шкідливих речовин, безшумніші і можуть працювати протягом тривалого часу.

Паливні осередки розрізняють перш за все за типом електролізу: лужні; кислотні (зокрема, фосфорно-кислотні); рідинно-карбонатні; твердо-оксидні; з полімерною електролітною мембраною (осередки ПЕМ-типу).

Відповідно ж до визнаної в електрохімії класифікації паливні осередки поділяють на такі чотири основні групи: низькотемпературні (з робочою температурою до 100 °С); середньотемпературні (від 100 до 300 °С); високотемпературні (від 300 до 1000 °С); регенеративні або редокс-осередки. В низькотемпературних осередках використовують водні розчини електролітів (лугів, наприклад, гідроксиду калію, чи кислот, наприклад, сірчаної), так звані матричні електроліти на основі лугу чи кислоти та йонообмінних мембран. У середньотемпературних – або розчини лугу, або розчини фосфорної кислоти; випаровуванню розчинів запобігають або створенням підвищених робочих тисків, або збільшенням концентрації електроліту (до 98 % за масою). За йонні провідники в високотемпературних паливних осередках правлять або суміш розтоплених карбонатів, або тверді електроліти. Регенеративні ж осередки складають особливу групу, яку вирізняють не за температурною ознакою.

Різні види паливних осередків мають різний електроліт, електроди, використовують різне паливо й працюють при різних температурах, використовують зовнішній або внутрішній перетворювач, або не використовують його взагалі. Всі ці характеристики залежать від мети застосування конкретного виду паливного осередку.

Паливні осередки спроможні генерувати до 75 % електричної енергії і 15 – 20 % теплової, а продуктом відходу є чиста вода. Більш ефективної і екологічно чистої енергетичної системи людство поки що не знає – тому воднева енергетика і паливні осередки завжди стоять поряд.

Найбільш перспективним і використовуваним паливним осередком на сьогоднішній день є паливний осередок ПЕМ-типу. Оскільки цей тип є найбільш кращим і зручнішим для використання у транспортних засобах

УДК 621.1

ПІДВИЩЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ НОЖІВ ВТОРИННОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

INCREASING THE EFFICIENCY OF SECONDARY INDUSTRY KNIVES

Ганна Похмурська, Ігор Назар, Андрій Войтович, Андрій Дзюбик

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

This article is devoted to the selection of materials for improving the durability of the knives of the secondary industry. Welding of wear-resistant metal from powdered wire PD180Cr9 allows to increase the period of operation of a knife for a secondary processing of a plasmon in 1.5 times.

Вроби з пластику знайшли всебічне використання у життєдіяльності людини. Це зумовило значне накопичення пластикових виробів на сміт'єзвалищах. Розвиток нових технологій дозволяє здійснювати вторинну переробку виробів з пластику шляхом подрібнення та розплавлення.

Для диспергування пласмаси використовують роторні дробарки із ножами довжиною від 400 мм до 900 мм. Важкі умови роботи подрібнюючих ножів призводять до швидкого зношування ріжучої кромки, що негативно впливає на якість диспергованого пластикового продукту. Ріжуча кромка подрібнюючих ножів повинна володіти високою твердістю 50 – 55 HRC, а також, здатністю чинити опір до ударно-абразивному зношуванню.

Виготовлення подрібнюючого ножа із суцільного твердосплавного матеріалу є економічно недоцільним, оскільки ширина ріжучої кромки складає 25 мм, а після її зішліфовування ніж відбраковується. Тому для забезпечення вищевказаних властивостей ріжучої кромки використовують методи наплавлення з використанням порошкових дротів (ПД) які дають можливість сформувати твердосплавний матеріал.

Здійснено дослідно-промислово перевірку ріжучої кромки напавленої з п'ятьма марками порошкових дротів ПД80X20P3T, ПД155M, ПД760D, ПД140X17P3C2, ПД180X9 у середовищі захисного газу аргон. Напавлений метал з порошкових дротів ПД80X20P3T характеризувався значною кількістю тріщин, що вплинуло на експлуатаційні властивості, метал викришувався з кромки ножа.

Напавлений метал з інших марок порошкових дротів ПД155M, ПД760D, ПД140X17P3C2 хакартизувався не задовільною твердістю, що становила 45–48 HRC.

Термін експлуатації подрібнюючих ножів скоротився 1,5 разів. Метал напавлений ПД180X9 дозволив якісно забезпечити необхідні механічні характеристики, твердість 52 – 57 HRC та ударно-абразивну зносостійкість. Термім експлуатації підвищився в 1,5 рази.

УДК 621.1

РОЗРАХУНОК ПАЛЬЦІВ ЗАТИСКНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДЛЯ ЗАКРІПЛЕННЯ СТАЛЕВИХ КАНАТІВ

CALCULATION OF THE CLAMPING ELEMENTS PINS FOR STEEL ROPES HOLDING

Владислав Проценко

Херсонська державна морська академія,
проспект Ушакова, буд. 20, м. Херсон, 73000, Україна

The paper presents some aspects of the strength calculation of clamping elements pins for steel ropes holding. Graphs illustrating the results are presented.

З метою уможливлення конструювання та перевірових розрахунків розглядали напружений стан пальців затискних механізмів для закріплення сталевих канатів у муфтах. Розглядалася міцність пальців з отворами та пазами під установку канатів (рис. 1).

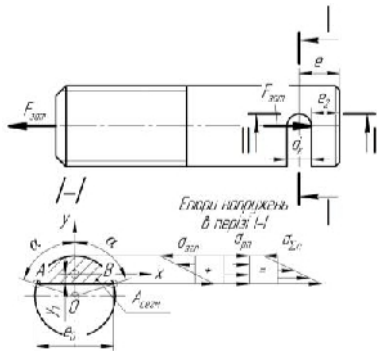


Рис. 1. Розрахункова схема пальця з поперечним пазом

У небезпечному перерізі *I-I* пальця з відкритим пазом він сприйматиме сумісну дію розтягу силою затягування $F_{зат}$, згину моментом $M_{зг} = 0,5d_{к} F_{зат}$ та кручення моментом тертя T_H в нарізі, що

викликатимуть в небезпечній зоні AB еквівалентні напруження σ_{En} (1), які у рівномірній (з позицій забезпечення відсутності пластичних деформацій пальців при перерізанні пальцем закріплюваного каната) конструкції не повинні перевищувати напруження текучості матеріалу пальця σ_{mt} .

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{pn} = \frac{F_{зам}}{A_{сегм}}; \\ \sigma_{зсп} = \frac{0,5d_k F_{зам} y_1}{I_x} = \frac{0,5d_k F_{зам}}{W_x}; \\ \tau_{крп} = \frac{T_n}{W_{кр}}; \\ \sigma_{En} = \sqrt{\sigma_{\Sigma n}^2 + 3\tau_{крп}^2} = \sqrt{(\sigma_{pn} + \sigma_{зсп})^2 + 3\tau_{крп}^2}. \end{array} \right. \quad (1)$$

У системі (1) геометричні характеристики перерізу визначали за відомими формулами опору матеріалів [1] та теорії пружності [2].

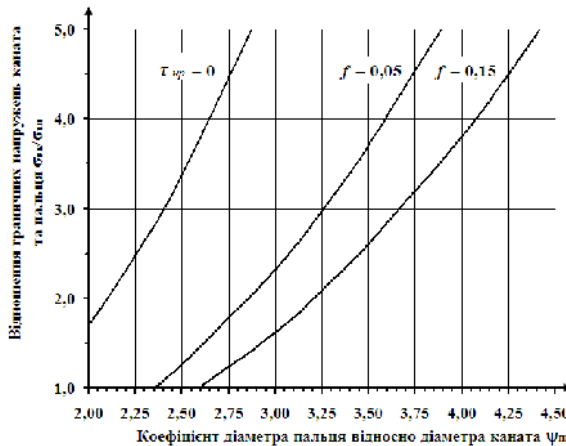


Рис. 2. Графік залежності коефіцієнта $\psi_{пк}$ від співвідношення напружень $\sigma_{вк}/\sigma_{бтп}$ для пальців з поперечними пазами

Виконавши відповідні підстановки виразів для зусилля затягування $F_{зат}$ та зрізу каната, а також моменту тертя T_n у систему (1) та виконання перетворень отримали вираз для обчислення відношення границь міцності матеріалу каната та текучості матеріалу пальця від коефіцієнта діаметра пальця відносно каната $\sigma_{вк}/\sigma_{тн} = f(\psi_{пк})$, ($\psi_{пк} = d_{к}/d_n$). Графік отриманої залежності наведений вище на рис. 2 для співвідношень $\sigma_{вк}/\sigma_{тн} = 1...5$, що можуть мати місце на практиці. Отримані графіки мають практичне значення для процесу конструювання пальців затискних механізмів.

1. Справочник по сопротивлению материалов / Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. – К.: Наук. думка, 1988. – 736 с. 2. Лехницький С.Г. Кручение анизотропных и неоднородных стержней / С.Г. Лехницький. – М.: Наука, 1971. – 240 с.

УДК 656.072

АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ АВТОМАТИЗОВАНИХ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ РУХОМ НА ТРАМВАЙНИХ МАРШРУТАХ

ANALYSIS OF APPLICATION EFFECTIVENESS OF AUTOMATED SYSTEMS OF TRAFFIC CONTROL ON TRAM ROUTES

Юрій Ройко, Василь Кіндрат, Сергій Максимюк

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

In the work is performed analysis of application of adaptive traffic light signaling control using algorithms of random search of the tram in traffic composition. Such control is accomplished by the criterion of minimization of tram delay aiming at increase of effectiveness of passenger transportation.

В умовах зростання інтенсивності транспортних потоків на міській вулично-дорожній мережі суттєво зростають затримки в русі. Оскільки резерви пропускної здатності в умовах міста є обмеженими, то ефективність транспортного обслуговування різко знижується, ефективність пасажирських перевезень зменшується. На сьогодні головним завданням фахівців з транспорту є забезпечення більшої швидкості

перевезень міським громадським транспортом, який здатний перемістити одночасно велику кількість мешканців між транспортними районами. Створюються відповідні автоматизовані системи управління дорожнім рухом, метою яких є надання пріоритету міському громадському транспорту.

Результатом цього наукового дослідження є визначення ефективності пасажирського обслуговування трамваями на транспортній мережі міста Львова. Особливістю руху трамваїв тут є те, що на близько 80% від всієї протяжності мережі вони рухаються у загальній структурі транспортного потоку, хоча і вважаються поза вуличними транспортними засобами. На цей час у місті створено центр керування рухом, де введено в експлуатацію автоматизовану систему управління рухом з використанням алгоритмів випадкового пошуку трамвая у складі транспортного потоку. Завдання зазначеного алгоритму – віднайти трамвай у черзі транспортних засобів перед регульованим перехрестям (давачем інформації є GPS пристрій у вагоні або перемикач на контактній мережі) та передати інформацію (з допомогою детектора) на контролер світлофорного об'єкту з подальшою зміною алгоритму керування (ввімкнення зеленого сигналу на напрямку, де знаходиться трамвайний вагон).

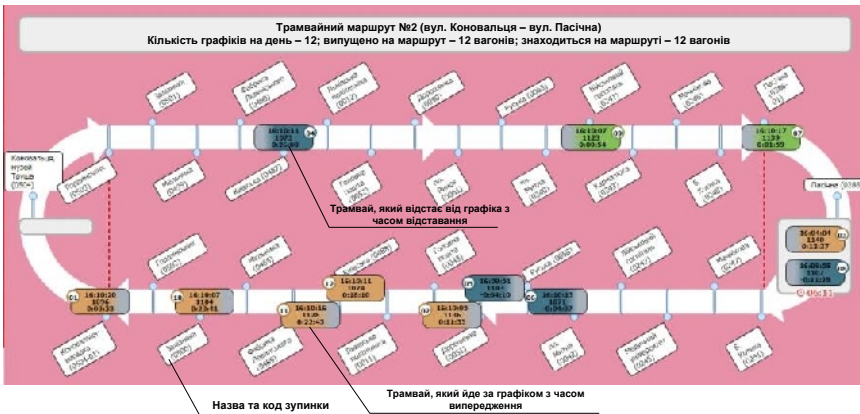


Рис. 1. Загальний вигляд інтерфейсу у спеціалізованому програмному забезпеченні «Українські геоінформаційні системи», де здійснюється моніторинг «стадіонів» руху

Для перевірки ефективності роботи такої системи управління під час натурних досліджень та документального вивчення, які проводились відповідно на вулично-дорожній мережі міста та у центрі керування рухом, обрано два трамвайних маршрути, а саме №2 та №8. Відмінністю їх роботи є те, що перший діє в системі описаного алгоритму, а інший – рухається через регульовані перехрестя, де працює жорстка (незмінна) програма світлофорного регулювання, до того ж значна його протяжність (близько 70%) має відокремлену смугу. За час досліджень вдалось промоніторити середню швидкість проходження трамваєм ділянок вулично-дорожньої мережі з використанням «стадіонів» руху, загальний вигляд яких зображено вище на рис. 1.

Визначено три типові ділянки, де швидкісні параметри трамвая на цих двох маршрутах суттєво відрізняються: на підході до стоп-ліній перехресть, які регулюються адаптивно; на підході до стоп-ліній перехресть, які працюють у жорсткому режимі; на ділянках вулично-дорожньої мережі, де трамвай рухається відокремлено від транспортного потоку.

Якщо порівнювати маршрут №2 до та після введення адаптивного регулювання, то середня швидкість трамвая по всій довжині маршруту збільшується на 14%. Якщо ж порівнювати швидкість трамваїв, які рухаються відокремленими смугами, як на маршруті №8, то у порівнянні із маршрутом №2 вона є більшою на 21%, якщо порівнювати результати досліджень за жорсткого регулювання і на 35% – за адаптивного регулювання.

Лише з цих показників можна стверджувати, що впровадження автоматизованих систем управління рухом на трамвайних маршрутах із наданням їм пріоритету дає можливість зменшувати їх кількість за одночасного дотримання існуючого графіка руху та перенаправляти вільні вагони на інші маршрути. Такий чинник, як швидкість перевезень робить трамвайний рух привабливішим для пасажирів, а якщо враховувати його масовість, економічність (у порівнянні з автобусними перевезеннями) та екологічність, то загальний ефект є вагомим.

Проте, є ряд чинників, які не дозволяють повністю встановити резерви збільшення провізної здатності трамваїв від впровадження адаптивних програм у системи автоматизованого управління такого типу під час проведення досліджень лише за критеріями затримки перед регульованими перехрестями та середньої швидкості руху на маршруті. До таких чинників відносять: величина пасажиропотоку та пасажирозмінність на маршрутах у різні періоди доби; продаж проїзних квитків у трамвайних вагонах на зупинках та під час руху; встановлені не

завжди адекватні графіки руху, оскільки рухомий склад має різні техніко-експлуатаційні характеристики; надійність роботи трамвайних вагонів протягом дня на маршруті. Усі ці перелічені чинники мають значний вплив на середню експлуатаційну швидкість (або швидкість сполучення) та економічну ефективність перевезень.

Виходячи з результатів дослідження, можна стверджувати, що досягти покращення ефективності функціонування системи міського громадського транспорту можна з допомогою регуляторних та управлінських рішень з організації і регулювання дорожнього руху.

УДК 656.13

ДОСЛІДЖЕННЯ ЧИННИКІВ, ЯКІ ВИЗНАЧАЮТЬ СТАРТОВУ ЗАТРИМКУ НА РЕГУЛЬОВАНИХ ПЕРЕХРЕСТЯХ

INVESTIGATION OF FACTORS WHICH DETERMINE STARTING DELAY ON REGULATED INTERSECTIONS

Юрій Ройко, Віталія Марцинюк, Владислав Давосир

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

Analyzed factors which determine starting delay in phases of control with fixed-time and adaptive traffic light cycles. Such information provides opportunity to justify application of different by the duration traffic light cycles and balance the delay in traffic flow movement.

У сучасних містах, з метою оптимізації (за критерієм мінімізації затримки руху) та раціоналізації (задовольнити всі групи учасників дорожнього руху) режимів світлофорного регулювання часто вдаються до комбінації адаптивних та жорстких циклів під час організації і регулювання дорожнього руху. Існуючі нормативні документи не дають вичерпної відповіді про те, якими за тривалістю мають бути ці світлофорні цикли, виходячи з геометрично-планувальних особливостей проїзної частини, первинних показників транспортних і пішохідних потоків, функціонального призначення територій тощо. Однозначної відповіді на всі ці запитання немає, оскільки транспортним та пішохідним

потокам притаманний стохастичний характер, до того ж відбувається постійна зміна середовища руху.

Виходячи з означення циклу регулювання, маємо справу з комбінацією фаз, як його структурних одиниць, які повторюються періодично. Фазу складає основний так та проміжний, який слідує за ним. За час основного такту здійснюється рух транспортних засобів в одному із конфлікуючих напрямків, а час проміжного такту призначений для того, щоб у момент вимкнення дозволяючого сигналу всі змогли безпечно покинути перехрестя. Час, протягом якого фактично здійснюється рух називають ефективною тривалістю фази регулювання. Проте, під час ввімкнення дозволяючого сигналу рух розпочинається не одразу. Існує так звана стартова затримка, яка обумовлена часом реакції водія на зміну сигналу світлофора, динамічними характеристиками транспортного засобу, типом та станом дорожнього покриття тощо. До того ж, така стартова затримка є не лише у першого транспортного засобу, який знаходиться перед стоп-лінією, але й у двох-трьох, які знаходяться за ним. Графічна інтерпретація стартової затримки та ефективної тривалості фази регулювання зображена на рис. 1.

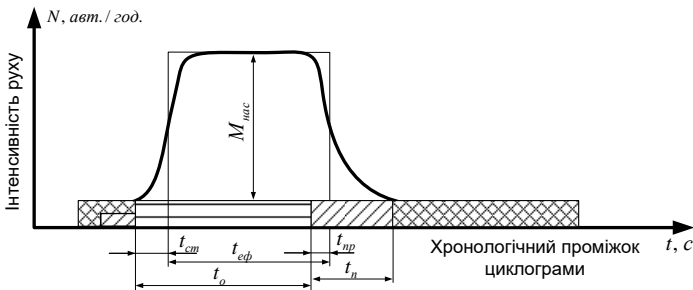


Рис. 1. Ефективна тривалість фази регулювання:

$t_{ст}$ – стартова затримка; $t_{н}$ – тривалість проміжного такту; $t_{о}$ – тривалість основного такту; $t_{пр}$ – час «прориву» на жовтий сигнал; $t_{эф}$ – ефективна тривалість фази регулювання; $M_{нас}$ – потік насичення

Під час виконання натурних досліджень на регульованих перехрестях міста Львова визначено, що сумарна стартова затримка на стоп-лінії в умовах чистого, сухого покриття без ухилу становить 4 – 5 с. Якщо врахувати, що тривалість дозволяючого сигналу світлофора 15 с, то близько 30% від його часу витрачається неефективно. Зі збільшенням тривалості дозволяючого сигналу така частка зменшується. Звідси можна

зробити висновок, що застосування коротких фаз найчастіше є неефективним рішенням, оскільки у годинному або ж навіть добовому вимірі отримуємо довготривалі проміжки часу, протягом яких рух фактично не здійснюється.

Досягти повної відсутності такого явища, як стартова затримка практично неможливо, оскільки всі автомобілі можуть розпочати рух одночасно лише в умовах безпілотного керування, проте зменшити її в часі можливо, зокрема організовуючи спеціалізацію смуг руху за типом транспортних засобів.

УДК 621.001.2: 622.24.051

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВІДЦЕНТРОВОГО АРМУВАННЯ ПОРОЖНИСТИХ ВИЛИВОК ЧАСТИНКАМИ ОКСИДІВ

MODELING OF REINFORCEMENT PROCESS OF HOLLOW MOLDINGS BY OXIDES PARTICLES DURING CENTRIFUGAL CASTING

Любомир Роп'як¹, Микола Маковійчук²

¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна;

²Івано-Франківський відділ ІППММ ім. Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Микитинецька, 3, м. Івано-Франківськ, 76002, Україна

The mathematical model of the reinforcement process of hollow moldings by oxides particles during centrifugal casting with two mutually perpendicular axes of rotation has been developed. The optimal range of technological parameters of centrifugal casting for obtaining the necessary configuration and dimensions of the reinforced zone is established.

Досліджено вплив технологічних параметрів процесу відцентрового литва на форму та розміри армованої зони алюмінієвих заготовок типу кільце, втулка, циліндр. На основі розробленої моделі руху армуючих частинок у рідкому середовищі з в'язким опором [1] проаналізовано залежність розв'язків від вихідних даних – початкових умов та інших технологічних параметрів процесу відцентрового литва. Побудовано графічні залежності зміни координат та швидкостей частинок оксиду алюмінію з часом, а також траєкторії їх руху у відносній системі

координат, пов'язаній з ливарною формою. За характером розподілу точок потрапляння армуючих частинок у робочу зону заготовки встановлено діапазон оптимальних кутових швидкостей обертання ливарної форми відносно вертикальної та горизонтальної осей для отримання потрібної конфігурації та розмірів армованої зони.

1. Шуляр І.О., Маковійчук М.В., Роп'як Л. Я. Дослідження руху твердих частинок в рідкому сплаві при відцентровому армуванні з двома взаємно перпендикулярними осями обертання ливарної форми // Міжвуз. збірн. «Наукові нотатки» ЛНТУ – 2013. – № 40. – С. 321–330.

УДК 629.113

ДО ПОРІВНЯЛЬНОГО ОЦІНЮВАННЯ МАНЕВРНОСТІ ДВО- ТА ТРИЛАНКОВИХ МЕТРОБУСІВ

TO A COMPARATIVE EVALUATION OF MANEUVERABILITY OF TWO- AND THREE-LINK METROBUSES

Володимир Сахно¹, Ігор Мурований², Олег Омельницький¹

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

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

The paper presents some aspects of determination of indexes maneuverability of two- and three-link metrobuses. The mathematical model of motion of metrobus is built. On the basis of analysis of the got values of corners of drafting and trajectories of metrobus a conclusion is done, that the best indexes of maneuverability are owned by the three-link metrobuses.

Урбанізація стала основною рисою сучасної цивілізації: вже у 2000 р. половина населення світу стала жити в містах. Число міст із більш ніж мільйонним населенням невідомо зростає.

Однією з головних проблем сучасного великого міста є глобальна криза нормального функціонування міського середовища внаслідок структурного росту рівня автомобілізації, перенасичення дорожньо-вуличної мережі транспортними потоками. Це приводить до різкого

погіршення показників транспортного обслуговування населення, виникненню транспортних заторів, росту рівня шуму і забруднення повітряного басейну, практичного падіння швидкості пересування, зростанню енергетичних витрат, збільшенню числа жертв дорожньо-транспортних подій. Вирішення даної проблеми можливо за рахунок використання метробусів,

Метробус або нова система автобусного руху «Швидкісний автобусний транспорт» (Bus Rapid Transport, BRT) є результатом розвитку мережі автобусного суспільного транспорту. В порівнянні з метро цей проект володіє явними перевагами: менша вартість створення мережі, менша вартість рухомого складу, мобільність та ін.

Система BRT має ряд незаперечних переваг: висока пасажиромісткість і ефективні платіжні системи забезпечують недорогий проїзд; висока швидкість пересування дозволяє метробусу перевозити вагому частку пасажиропотоку, що сприяє зменшенню кількості автомобілів на дорогах міста і, відповідно, зменшенню викидів відпрацьованих газів; розширена інформаційна система інформує пасажирів про розклад маршрутів.

Зручність, безпека і покращена організація дорожнього руху – це далеко не все, що зможе дати пасажиром система швидкісного автобусного транспорту. У цій системі пасажирські швидкісні автобуси пересуваються по спеціально виділених смугах. Вони відокремлені від проїжджої частини і обладнані закритими пасажирськими станціями з платформами на одному рівні і підземними переходами.

Рухомий склад, що використовується в системі BRT, двох видів: перший – класичний, дволанковий метробус з двигуном, що працює як на дизельному, так і на газовому паливі; другий варіант – триланковий метробус нового покоління з гібридним електро-газовим двигуном. Ці два варіанти притаманні зчленованим автобусам, 18-ти і 24-х метрової довжини. При реалізації системи BRT виникає ряд труднощів, пов'язаних, перш за все, з прокладенням траси, а саме з визначенням її ширини як на прямолінійних участках дороги, так і при заокругленнях, тобто з визначення габаритної смуги руху (ГСР) дво- і триланкових метробусів. На основі розроблених математичних моделей визначені показники маневреності метробуса як на жорстких, так і еластичних у бічному напрямку колесах. Показано, що при односторонньому повороті траєкторії причіпних ланок дво- і триланкового метробуса зміщуються по відношенню до траєкторії автобуса до центра повороту, збільшуючи при цьому габаритну смугу руху, причому зміщення траєкторій і габаритної смуги руху збільшуються зі збільшення бази причепів. Нормоване

значення ГСР за реальних конструктивних параметрів (18-ти і 24-х метрової довжини відповідно дво- і триланкового метробуса) з урахування усіх його можливих обмежень (бази автобуса, розташування точок зчеплення, бази причепа тощо) може забезпечити як дво-, так і триланковий метробус, як з некерованим, так і керованим причепом. Наявність керованого причепа показує на досить складні залежності кутів складання від кута повороту керованих коліс автобуса, проте за обраного передаточного відношення приводу управління значно зменшується зміщення траєкторії другого причепа щодо траєкторії автобуса, що дозволить зменшити ширину смуги руху для метробуса на поворотах.

УДК 629.3.021

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМ РЕКУПЕРАТИВНОГО ГАЛЬМУВАННЯ

ANALYSIS OF THE DESIGN OF THE RECOVERY BRAKING SYSTEMS

Олег Сітовський, Валерій Дембіцький, Павло Мазилюк

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

In the review, an analysis of the existing designs of regenerative inhibition systems was carried out, their advantages and disadvantages were considered. Recommendations are given regarding the application of A and B category recuperative braking systems, taking into account their advantages and disadvantages.

На сьогодні існує два типи або категорії систем рекуперативного гальмування, означення яких наведено у європейських нормативних документах [Правила ЄЕК ООН № 13, Правила ЄЕК ООН № 13-Н]: категорія А – електрична система рекуперативного гальмування, яка не являється частиною робочої гальмівної системи; категорія В - електрична система рекуперативного гальмування, яка являється частиною робочої гальмівної системи.

Основною відмінністю цих двох категорій гальмівних систем є їх спосіб приведення в дію. Якщо приведення в дію системи рекуперативного гальмування категорії А відбувається задіюванням педалі гальм,

то система рекуперативного гальмування категорії В приводиться в дію шляхом виведення педалі акселератора у нульове положення або важеля перемикачів коробки передач у нейтральне положення. У випадку застосування системи рекуперації категорії В у більшості випадків електричний двигун вироблятиме електричну енергію під час руху накатом. Тобто системи рекуперативного гальмування категорії В фактично, за рахунок створення сповільнення, зменшують шлях вибігу автомобіля.

Разом з тим, варто відмітити, що Правила ЄЕК ООН № 13-Н регламентують методи випробувань систем рекуперативного гальмування, і при цьому системи категорії В повинні випробуватися за умови їх мінімального використання. Тобто тягова акумуляторна батарея повинна бути заряджена або на 100 % як рекомендовано виробником, або на 95 %, якщо такі рекомендації відсутні. Таким чином дія системи рекуперативного гальмування на ефективність гальмівної системи буде мінімальною.

Під час попередніх досліджень встановлено, що зміна ефективності системи рекуперативного гальмування можлива кількома способами: широтно-імпульсним регулюванням, зміни передатного відношення і т.п. Однак підвищення / зменшення ефективності гальмування під час руху автомобіля негативно впливатиме на водія, оскільки може виникати ефект несправності гальмівної системи.

Окрім того, на сьогоднішній день досить активно проваджуються системи, методи проїзду об'єктів світлофорного регулювання без зупинки. Застосування системи рекуперативного гальмування категорії В призведе до неможливості застосування таких технологій, оскільки транспортний засіб рухатиметься накатом з різним сповільненням і спрогнозувати проїзд перешкоди виявиться неможливим.

Підсумовуючи вищесказане, варто відмітити, що найбільш ефективним на сьогоднішній день є застосування систем регульованого рекуперативного гальмування категорії А. Це дасть можливість максимально ефективно використати енергію транспортного засобу та накопичити її для наступних розгонів. Разом з тим застосування систем рекуперативного гальмування категорії В буде доцільним у поєднання з системами автоматичного гальмування та у безпілотних транспортних засобах.

Оскільки, з метою зменшення вартості транспортних засобів з електричним приводом, на сьогоднішній день спостерігається тенденція до диференційованого підходу щодо запасу ходу таких автомобілів, то виробникам варто передбачити можливість зміни порогу максимальної

зарядки тягових акумуляторних батарей або накопичувачів енергії таким чином, щоб забезпечити максимальну дію (ефективність) систем рекуперативного гальмування.

УДК 669.1:537.5

ТЕХНОЛОГІЇ МОДИФІКАЦІЇ МЕТАЛЕВИХ ПОВЕРХОНЬ АЗОТУВАННЯМ В ТЛІЮЧОМУ РОЗРЯДІ

TECHNOLOGIES OF MODIFICATION OF METAL SURFACES BY
NITRIDING IN A GLOW DISCHARGE

**Микола Скиба, Микола Лук'янюк, Мирослав Стечишин,
Віктор Олександренко**

*Хмельницький національний університет,
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна*

A fundamentally new technology of the modification of metal surfaces by nitriding in a glow discharge with autonomous parameters of the mode (energetic and technological) is developed that allows to reduce energy costs by 30 ... 35%, and the cost of consumable materials (nitrogen, argon) by 25%.

У Подільському науковому фізико-технологічному центрі (ПНФТЦ) Хмельницького національного університету розроблено принципово нову технологію модифікації металевих поверхонь азотуванням в тліючому розряді з автономними параметрами режимів, що надає можливість варіативних підходів до призначення технологічних параметрів азотування залежно від умов наступної експлуатації виробів. Відправною точкою нового процесу є забезпечення пріоритетності формування тієї чи іншої фазової структури за рахунок того з параметрів режиму, який в найбільшій мірі сприяє відповідному субпроцесу (утворення нітридів, розпорошення поверхні, дифузія азоту). Серед усіх параметрів технології температура поверхні є найбільш залежною від енергетичних показників режиму, оскільки для її підтримання необхідна деяка конкретна комбінація електричних параметрів розряду. Забезпечення певної температури поверхні за рахунок факторів, альтернативних розряду, дозволяє не лише реально оптимізувати процес,

але й покращити його керованість для досягнення запланованих результатів зміцнення поверхні.

Оскільки апаратно незалежність (автономність) параметрів режиму може досягатись по-різному, відкривається шлях до подальшої оптимізації процесів поверхневої модифікації. Впровадження технології дозволило знизити енергетичні витрати безпосередньо в ході азотування та опосередковано за рахунок збільшення міжрегламентного періоду, на 30...35%, а витрати матеріалів (азот, аргон), які застосовуються в процесі модифікації, на 25%.

Стендові випробування азотованих в безводневих газових середовищах зубчастих коліс, колінчатих, шліцьових і розподільних валів, коромисел показали підвищення стійкості в 3 рази, плунжерних насосів і підшипників кочення спеціального призначення – в 1,5 рази порівняно з обробкою за традиційною технологією. Заводські випробування азотованих в тліючому розряді пальців ланцюгів тягових транспортерів цукрових виробництв, деталей технологічного оснащення для обробки алмазів, шнеків термопластавтоматів, напрямних сопел машин для лиття, що працюють в абразивних середовищах, показали підвищення їхньої зносостійкості в 2...3,5 рази. Випробування азотованих деталей технологічних машин для підприємств харчової промисловості, що працюють в агресивних середовищах, підтвердили підвищення їхньої зносостійкості в 2...5 разів. Апробація у виробничих умовах азотованого в безводневих середовищах металорізального інструменту (фрез, свердел, мітчиків, плашок, токарних різців та ін.) показала підвищення його зносостійкості в 2...3 рази залежно від умов різання. Довговічність азотованого дереворізального інструменту підвищилися в 3...5 разів, ножів м'ясоподрібнюючих машин в 10 разів.

За своєю структурою згадані покриття відносяться до суцільних, втім дослідження останніх років виявили, що у багатьох аспектах вони поступаються покриттям дискретної структури. Утворення регулярних ділянок на поверхнях деталей триботехнічних систем приводить до зниження коефіцієнта тертя і величини зносу, а також забезпечує підвищення зносостійкості у 2...5 разів порівняно з традиційними суцільними покриттями ідентичного матеріалу і рівної товщини. Устаткування для реалізації вакуумно-дифузійних газорозрядних технологій (ВДГРТ) цілком допускає можливість формування дискретних поверхневих структур, а оскільки згадані технології характеризуються мінімальною серед усіх відомих процесів даного класу енергоємністю, то у перспективі це гарантує отримання дискретних покриттів більш економічними способами, ніж ті, що використовуються на сьогодні.

У результаті проведених теоретичних та експериментальних досліджень колективом ПНФТЦ впроваджені такі технології зміцнення металевих поверхонь як безводневе азотування у тліючому розряді, нітрооксидування, нітрогартування, карбоазотування, причому у різних варіантах – у тліючому розряді як постійного, так і імпульсного живлення, із залежними та автономними параметрами режиму, вивчалися процеси модифікації поверхні у нестационарних полях тощо.

УДК 534.1:539.3

МІЦНІСТЬ ШАРУВАТОГО ОСКЛІННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПРИ УДАРНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

STRENGTH OF LAMINATED GLAZING OF VEHICLES AT IMPACT LOADING

Наталя Сметанкіна

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

A method for analysis of non-stationary vibrations of a laminated glazing at impact loading which based on expansion of functions into trigonometrical series is proposed. Dynamical behavior of the glazing is investigated within the framework of a refined theory of laminated structures. The theoretical results are consistent with experimental data.

Одним з основних конструктивних елементів транспортних засобів є шарувате оскління, яке може піддаватися інтенсивним динамічним навантаженням з подальшим крихким руйнуванням [1].

Елемент оскління розглядається як шарувата незамкнена циліндрична оболонка зі складною формою плану.

Найпоширенішими методами дослідження динамічної поведінки шаруватого оскління є чисельні методи, наприклад, метод скінченних елементів та метод граничних елементів. Теоретичні методи менш розроблені, що пов'язано зі складністю математичних моделей, які описують процес деформування таких елементів при інтенсивних короткочасних впливах. Для дослідження напружено-деформованого стану оскління також застосовуються спрощені моделі шаруватих

конструкцій або експериментальні дані. Таким чином, питання нестационарної динаміки шаруватих елементів залишаються недостатньо вивченими, що потребує подальшого розвитку та удосконалення методів розрахунку таких елементів.

У доповіді запропоновано метод дослідження нестационарних коливань оскління транспортних засобів, а саме елементів оскління високошвидкісних локомотивів при ударному навантаженні.

Ударне навантаження здійснюється шляхом скидання індентора з напівсферичною кінцевою частиною на зовнішню поверхню першого шару оскління. Динамічне поведінка оскління описується на базі гіпотез уточненої теорії першого порядку, що враховує деформації поперечного зсуву, обтиснення по товщині й інерції обертання нормального елемента у межах кожного шару [2]. Рівняння руху елемента оскління, як шаруватої оболонки, та граничні умови на контурі отримані за допомогою варіаційного принципу Гамільтона. Система рівнянь руху оболонки доповнюється рівнянням руху індентора та умовою сумісності переміщення індентора й оболонки. Контактна взаємодія індентора й оболонки описується за законом Герца.

Метод розв'язання задачі полягає у тому, що вихідна оболонка «занурюється» у допоміжну шарувату оболонку, форма плану й граничні умови якої дозволяють дістати простий аналітичний розв'язок [2]. Як допоміжна обирається шарнірно оперта циліндрична оболонка прямокутної форми у плані. Тоді розв'язок вихідної задачі можна записати у вигляді розвинень у тригонометричні ряди. Щоб реалізувати задані граничні умови, до допоміжної оболонки прикладаються розподілені додаткові навантаження. З умови задоволення вихідних граничних умов формується система інтегральних рівнянь для визначення невідомих додаткових навантажень. Система розв'язується шляхом розвинення шуканих функцій у тригонометричні ряди в допоміжній області та у ряд уздовж контуру вихідної оболонки. Система рівнянь руху інтегрується методом розвинення розв'язку в ряд Тейлора. Після обчислення додаткових навантажень обчислюються шукані параметри динамічного відгуку вихідної оболонки.

Розглянуто коливання елементів шаруватого оскління з різною формою плану та композицією шарів. Чисельні результати добре узгоджуються з експериментальними даними.

1. Juhachi O. Dynamic fracture experiment of laminated glass and its considerations / O. Juhachi, K. Sotoaki, K. Michitaka, K. Masashi, I. Makoto // Trans. JSME. Ser. A. – 1990. – Vol. 56, № 524. – P. 924-929. 2. Сметанкина Н.В.

Нестационарное деформирование, термоупругость и оптимизация многослойных пластин и цилиндрических оболочек: монография / Н.В. Сметанкина. – Харьков: Миськодрук, 2011. – 376 с.

УДК 631.362

ВИБІР РАЦІОНАЛЬНОЇ ФОРМИ ОТВОРУ СИТА ДЛЯ СЕПАРАЦІЇ ЗЕРНОВИХ СУМІШЕЙ

SELECTION OF RATIONAL FORM OF SIEVE HOLE FOR SEPARATION OF GRAIN MIXES

**Наталя Сметанкіна¹, Вадим Бредихін², Владислав Мезенцев³,
Олександр Черняєв²**

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

²*Харківський національний технічний університет сільського господарств
ім Петра Василенка,
вул. Алчевських, 44, м. Харків, 61002, Україна*

³*ПРАТ «Харківський комбикормовий завод»,
вул. Велика Панасівська, 236, м. Харків, 61040, Україна*

A rational section of the sieve hole is offered, which makes it possible to average the variety of forms of particles of seperated mixtures. An efficiency of such cleaning is proved by laboratory tests.

Традиційними робочими поверхнями зерноочисних машин для сепарації різноманітних зернових сумішей є сита з отворами, форма яких наближається до форми сепаруємого насіння. Найбільш поширеними є сита з круглими отворами. Але недоліком таких сит є недостатнє проникання компонентів суміші через круглі отвори. Це досить наочно виявляється, коли проводиться первинна очистка зернової суміші, для якої кругла форма отвору сита не є прийнятною.

Більш високу ефективність сепарації, особливо первинних сумішей, забезпечують сита, які мають отвори зі змінним замкненим периметром. Така форма отвору сита збільшує можливість для маневру частинок сумішей, що важко розділяються. У цьому випадку такі суміші стають прохідною фракцією.

У доповіді пропонується змінний переріз отвору сита, який дає можливість усереднювати різноманітність форм частинок, сумішей які сепаруються, що доведено лабораторними дослідями.

Сито з такими раціональними за формою отворами може використовуватися в масложировій, мукомельній, елеваторній, круп'яній, комбікормовій, зернопереробній промисловості та насінництві.

УДК 621.086.065

МЕТОДИКА ДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ ПАСАЖИРСЬКИХ КАНАТНИХ ДОРІГ

METHOD OF DYNAMIC ANALYSIS OF PASSENGER'S CABLE ROADS

Богдан Сологуб, Ярослав Данило

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

A dynamic model for calculating the forces that arise during the movement of the hanging transport system is proposed. The equations of motion of the transport system which allow to investigate its movement and the influence of various parameters on the work are developed in general. Practical recommendations for choosing the optimal parameters of the hanging transport system are developed. The comprehensive approach provides an opportunity to evaluate the qualitative structure of the new transport system and existing alternatives, as well as to substantiate the main design and operational parameters.

Підвісні канатні дороги широко використовуються, як транспортні засоби в регіонах із складним рельєфом (значні ухили трас, місцевість пересічена водними потоками, балками, тощо). В залежності від призначення та умов експлуатації використовуються різні типи систем. В Європі щорічно розробляється та впроваджується в різних галузях господарства понад 200 типів нових канатних доріг. Значне місце відводиться при цьому канатним дорогам зі замкнутим рухомим тягово-несним канатом. Такі дороги широко використовуються в якості підйомників на лижних трасах. Їхня експлуатація підвищує комфортність відпочиваючих і

приносить значні прибутки. Однак першочерговим завданням є забезпечення безпеки роботи підвісних канатних доріг та вибір їх оптимальних параметрів, які дозволять досягти довговічності і надійності основних елементів. Розрахунок, проектування і моделювання підвісних канатних доріг – складні і багатоваріантні задачі. Їх особливості пов'язані з широким використанням стандартних вузлів, уніфікованих конструкцій, широкою нормативною базою розрахунку і вибору основних елементів.

Дослідженням та проектуванням підвісних канатних доріг завжди приділялась значна увага. Для розробки нових механізмів чи устаткувань необхідно вибрати раціональні схеми запропонованих варіантів, встановити зв'язки між окремими елементами системи, визначити зовнішні сили, що діють на систему, а також закономірності взаємодії окремих елементів між собою. Розв'язок таких задач можливий лише при 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 в 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 з умови міцності визначити основні параметри опори, які забезпечать оптимальні умови роботи канатної системи. Вибір оптимальних параметрів підвісних канатних систем та використання удосконалених тягово-несівних пристроїв дозволить підвищити надійність їх роботи, а також забезпечить зниження витрат на експлуатацію та виконання монтажно-демонтажних робіт.

УДК 621.825.5

ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КУЛЬКОВИХ МУФТ ВІЛЬНОГО ХОДУ ВЕЛОСИПЕДА

THE DISCOURSE OF THE SELECTION OF THE GEOMETRIC PARAMETERS OF THE OVERRUNING BALL CLUTCHES OF A BICYCLE

Олег Сороківський, Василь Юськів

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

The theoretical and experimental researches of the developed design of the ball overrunning clutch of a bicycle have been carried out in the work. The forces and rotary moments that arise between the main structural elements of the ball overrunning clutch are calculated. The ball overrunning clutch elements were checked for durability and the stresses were determined in the working zone of contact between the balls and the surfaces of half-mast grooves.

У роботі проведено теоретичні та експериментальні дослідження розробленої конструкції муфти вільного ходу велосипеда. Обчислено зусилля та обертові моменти, що виникають між основними конструктивними елементами муфти. Проведено перевірку елементів кулькової муфти на міцність та визначено напруження в робочій зоні контакту між кульками та поверхнями пазів півмуфт. Виконано вибір матеріалів для виготовлення деталей кулькової муфти. Розроблено тривимірну модель кулькової муфти в програмному продукті Solid Works і виконано статистичний та динамічний аналіз моделі. Отримано епюри розподілу навантажень в зоні контакту елементів муфти. Розроблено програму проведення експериментальних досліджень зразка.

Для проведення експериментів було виготовлено дослідний зразок, який випробувано на серійному велосипеді в реальних умовах експлуатації. Після проведених експериментальних досліджень дослідний зразок було розібрано. Внаслідок значних навантажень у робочій зоні спостерігається виникнення місцевих пластичних деформацій. На основі комп'ютерного моделювання та експериментів виявлено найбільш навантажені елементи кулькової муфти вільного ходу.

УДК 621.833.65

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ КЕРУВАННЯ ШВИДКІСТЮ У ПРИСТРОЇ З ЗУБЧАСТИМ ДИФЕРЕНЦІАЛОМ І ЗАМКНУТОЮ ГІДРОСИСТЕМОЮ ЧЕРЕЗ ВОДИЛО

**DYNAMIC MODEL FOR SPEED CONTROL PROCESS IN DEVICES
WITH DIFFERENTIAL GEAR TRANSMISSION AND CLOSED CIRCUIT
HYDROSYSTEM THROUGH THE CARRIER**

Олег Стрілець

Національний університет водного господарства і природокористування,
вул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028, Україна

The mathematical modeling proposed for obtaining a differential equation in order to investigate the dynamic processes in the device for speed change control with a differential gear transmission and a closed circuit hydrosystem through a carrier, when the leading link is a sun gear, and the driven link is the ring gear or vice versa.

Розглядається пристрій для керування змінами швидкості з зубчастим диференціалом (рис. 1), який містить сонячне зубчасте колесо 1, сателіти 2, епіцикл 3 і водило 4, розміщені в корпусі 5, а керування швидкістю здійснюється за допомогою замкнутої гідросистеми 6 зв'язаною з водилом 4 зубчатою передачею 7, показаний на рисунку. Зміна швидкості досягається тим, що швидкість водила змінюється від 0 до $\omega_{4\max}$, в залежності від швидкості руху рідини у замкнутій гідросистемі.

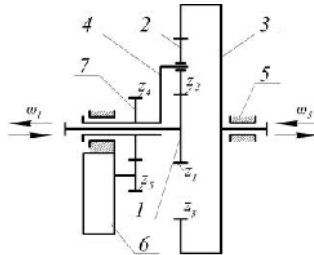


Рис. 1. Схема зубчастого диференціала з керуванням через водило

Для отримання диференціальних рівнянь дослідження динамічних процесів у пристрої для керування змінами швидкості з зубчастим диференціалом і замкнутою гідросистемою через водило, коли ведучою ланкою є сонячне зубчасте колесо, а веденою – епіцикл або навпаки застосоване рівняння Лагранжа другого роду

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\omega}} \right) = M_3, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія системи; M_3 – обертальний момент, що створюється на валу виконавчого механізму, з'єднаного з валом епіцикла, який може: a – змінюватися періодично на протязі тривалого часу; b – після різкого збільшення залишатися незмінним на протязі тривалого часу; c – після різкого збільшення зберігатися на протязі малого часу; e – виконавчий механізм миттєво зупиняється внаслідок значного перевантаження.

У вираз для кінетичної енергії системи входять кінетичні енергії таких ланок: T_1 – сонячного зубчастого колеса з валом (z_1); T_2 – блока сателітів (z_2); T_3 – епіциклу з валом (z_3); T_4 – водила і зубчастого колеса z_4 зубчастої передачі 7; T_5 – зубчастого колеса z_5 зубчастої передачі 7 з замкнутою гідросистемою 6. Тоді:

$$T = \frac{1}{2} (J_1 \omega_1^2 + z_c J_2 \omega_2^2 + z_c m_2 v_{o2}^2 + J_3 \omega_3^2 + J_4 \omega_4^2 + J_5 \omega_5^2) \quad (2)$$

де $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \omega_5$ – відповідно кутові швидкості ланок системи; J_1, J_2, J_3, J_4, J_5 – відповідно динамічні моменти інерції ланок відносно центрів мас; m_2 – маса блока сателітів; z_c – кількість сателітів; $v_{o2} = \omega_4 r_4$ – колова швидкість осі обертання сателітів; r_4 – радіус обертання водила. Цей радіус дорівнює сумі початкових радіусів сонячного зубчастого колеса і сателіта $r_4 = 0,5(d_{w1} + d_{w2})$.

На основі цієї методики отримано диференціальні рівняння для дослідження динамічних процесів у пристрої для керування швидкістю з зубчастим диференціалом і замкнутою гідросистемою через водило.

УДК 621.867.423

ГНУЧКИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН ГВИНТОВОГО ТРАНСПОРТЕРА

FLEXIBLE WORKING BODY OF SCREW CONVEYOR

Володимир Стрілець, Микола Козяр, Олег Стрілець,
Вячеслав Вольський

*Національний університет водного господарства і
природокористування,
бул. Соборна, 11, м. Рівне, 33028, Україна*

The new design of the flexible working body of the screw conveyor is presented, its structure and work are described for the cases of masses transporting on a straight line and at an angle.

У класифікації транспортуючих машин безперервної дії гвинтові транспортери (шнеки) відносяться до машин без тягового елемента. Вони прості за конструкцією тому, що містять такі основні складальні одиниці: гвинт, жолоб і привод. При обертанні гвинта, як правило, насипний вантаж пересувається вздовж жолоба на прийнятну відстань.

Нині конструкторами і дослідниками розроблена велика кількість гвинтів, поверхня яких може бути суцільною, стрічковою, у вигляді окремих лопаток, фасонної форми, з внутрішнім з'єднанням секцій, гвинтоподібна гнучка лопать у вигляді щітки, виготовленої з зносостійкого, пружного матеріалу у формі дротинок і таке інше.

Основними недоліками відомих гвинтів є складність конструкції і технології виготовлення, відсутність можливості транспортувати різні матеріали, особливо сухі сипкі матеріали, низька надійність і довговічність при транспортуванні матеріалів по криволінійних траєкторіях.

Для зменшення вказаних недоліків пропонується гвинт виконати із еластичної неметалевої товстостінної труби, наприклад, поліуретанової, розрізаної вздовж по гвинтовій лінії з утворенням циліндричного спірального елемента. Цей спіральний елемент можна розтягувати на різні довжини і отримувати гвинт з різним кроком гвинтової лінії. При установці спірального елемента на вал у вигляді проволочного сталевого каната, отримується гнучкий робочий орган гвинтового транспортера.

Запропонований гнучкий робочий орган гвинтового транспортера простий у виготовленні з застосуванням стандартних виробів – труб і канатів, розширяє область його застосування при транспортуванні різних мас на прямій трасі та під кутом.

УДК 631.15:658.27

ОПТИМАЛЬНІ ЗАТРАТИ НА ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ АВТОБУСІВ

OPTIMUM COSTS FOR MAINTENANCE OF BUSES

Євген Форнальчик, Мар'яна Виджак

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

Taking into account the previously developed method of dual game between the planning and economic service of the motor transport enterprise and the technical service of buses, the optimal expenses for their servicing according to the minimax criterion are determined.

Результати попередніх досліджень експлуатаційної надійності автобусів, які використовуються на міських маршрутах вказують [1, 2] на потребу пошуку і впровадження інженерно-технічних та організаційних і фінансових заходів для її підвищення. На радикальні, на кшталт одночасної заміни усього існуючого (зношеного) рухомого складу на новий з оновленням виробничо-технічної бази (ВТБ) АТП сучасним ремонтно-технологічним і діагностичним обладнанням, з якісним ремонтом дорожніх покриттів ВДМ міста, за нинішніх фінансово-економічних зав'язків між державними та місцевими органами, сподіватися немає підстав.

Нами була запропонована методика визначення оптимальних затрат на технічне обслуговування та ремонт (ТО і Р) автобусів з використанням теорії ігор, зокрема парної гри [3, 4]. Розглядаються по чотири стратегії поведінки кожної з двох сторін гравців – планово-економічної служби АТП та служби технічного сервісу (ВТБ АТП). Перша вважається «розробником», оскільки виділяє «замовнику» (ВТБ) відповідні кошти на виконання ТО і Р. У чотирьох стратегіях «розробника» ідеться про добові витрати і доходи із статті «виторги за реалізовані квитки пасажиром за проїзд». У стратегіях «замовника» – про затрати на реалізацію планових ТО і Р, усунення відмов автобусів на лінії чи у ВТБ (третя категорія складності відмов) та з урахуванням нового підходу до виконання цих робіт за результатами діагностування.

Використання у цій парній грі мінімаксного критерію дало змогу отримати такі результати: якщо «замовник» відхиляється від своєї першої стратегії (ВТБ працює регулярно і виконує лише планові ТО і Р), то можливий програш «розробника» становитиме умовно 0,47; якщо ж відхиляється від другої стратегії (ВТБ, крім планових робіт, усуває відмови автобусів 2-ї категорії складності на лінії), то програш «розробника» – 0,44. Оптимальний варіант у цій грі – 0,40. Це означає, що, якщо, наприклад, для роботи ВТБ планово-економічна служба АТП виділяє в середньому щодоби 100 тис. грн. на виконання операцій ТО і Р з діагностуванням (на лінії щодоби виїжджають 199 автобусів, які обслуговують 17 маршрутів), то служба експлуатації матиме добові виторги від продажу квитків за проїзд пасажирів 250 тис. грн.

1. Форнальчик Є.Ю. Експлуатаційна надійність автобусів міського громадського транспорту /Є.Ю. Форнальчик, М.А. Виджак. // Вісник КрНТУ імені Михайла Остроградського. – КрНТУ. – Кременчук, 2016. – Вип. 1/2016(96). – С. 91-96. 2. Форнальчик Є.Ю. До оцінки ефективності роботи ремонтно-обслуговувальної бази автобусних АТП / Є.Ю. Форнальчик // Науковий журнал «Вісник машинобудування та транспорту». – Вінницький нац. техн. ун-т. – Вінниця, 2016. – № 1. – С. 94-101. 3. Форнальчик Є.Ю. Оптимізація періодичності технічного обслуговування автобусів за мінімаксним критерієм / Є.Ю. Форнальчик // Науковий журнал «Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті». – Луцький нац. техн. ун-т. – Луцьк, 2017. – № 2(9). – С. 171-174. 4. Форнальчик Є.Ю. Про оптимізацію періодичності технічного обслуговування автобусів /Є.Ю. Форнальчик, М.А. Виджак. // Вісник Національного університету «Львівська політехніка», Серія «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – Львів, 2017. – №839. – С.239-243

УДК 621.01

**БАГАТОПАРАМЕТРИЧНИЙ ОПТИМІЗАЦІЙНИЙ СИНТЕЗ
ВАЖЛИВИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ,
ЩО ПОБУДОВАНІ НА ОСНОВІ НАПРЯМНИХ МЕХАНІЗМІВ**

MULTIPARAMETRIC OPTIMIZATION SYNTHESIS OF DWELL
LINKAGE MECHANISMS WHICH ARE BASED ON PATH GENERATING
LINKAGES

В'ячеслав Харжевський, Максим Марченко

*Хмельницький національний університет,
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна*

The paper deals with the optimization synthesis of dwell linkages using different schemes and theoretical methods. The usage of both numerical and analytical methods of kinematic synthesis and developed software allow optimizing mechanisms' parameters to meet different designer's needs.

У приводах робочих органів багатьох технологічних машин часто виникає задача забезпечення зупинки вихідної ланки певної тривалості, під час якої виконуються необхідні технологічні операції (наприклад, в трикотажних машинах – прокладається нитка, в пакувальних – наклеюється етикетка тощо). Для цього можуть бути використані різні типи механізмів, проте в багатьох випадках доцільно використовувати саме важільні механізми, у склад яких входять лише нижчі кінематичні пари, оскільки вони забезпечують більшу надійність, довговічність та навантажувальну здатність. Однак проблема оптимального кінематичного синтезу важільних механізмів для забезпечення заданої тривалості зупинки вихідної ланки, з врахуванням додаткових вимог конструктора, є однією з найскладніших у теорії механізмів і машин.

Сучасне інженерне програмне забезпечення (наприклад SOLIDWORKS, Creo тощо) дозволяє успішно розв'язувати пряму задачу – визначення параметрів вихідної ланки механізму за заданими параметрами кінематичної схеми, проте не дозволяє розв'язувати зворотну – визначати оптимальну структуру та розміри ланок за заданим законом руху вихідної ланки, зокрема за заданою тривалістю та точністю її зупинки. Для розв'язання цієї задачі, як відомо, можна використовувати чисельні методи, проте їх використання є значно ефективнішим в тому випадку, коли використовувати їх сумісно з аналітичними методами теорії синтезу механізмів. Це дозволяє аналітично визначати межі існування геометричних параметрів механізмів, які забезпечують задані вимоги конструктора, а потім методами чисельної оптимізації остаточно визначати шукані параметри кінематичних схем.

Використовуючи положення кінематичної геометрії нескінченно близьких положень та алгебраїчні методи Чебишева, було розроблено програмне забезпечення для проведення оптимізаційного пошуку параметрів механізмів, що задовольняють як основну вимогу синтезу (тривалість зупинки вихідної ланки α_s), а також ряд додаткових вимог, наприклад: максимальний хід вихідної ланки S_{\max} , точність зупинки E ,

довжини ланок механізму, особливості його конструктивного виконання, умови передачі зусиль (мінімальні та максимальні кути передачі μ), кінематичні та силові параметри механізмів тощо. Розроблене програмне забезпечення дозволяє проводити багатокритеріальний оптимізаційний синтез 6-ти та 8-ланкових механізмів із зупинкою вихідної ланки різноманітних структурних схем (на основі кругових та прямолінійно-напрямних шарнірного 4-ланкового та кривошипно-кулісного механізмів), дозволяючи проектувати механізми із зупинкою у широкому діапазоні ($\alpha_{\Sigma} = 10^{\circ} - 300^{\circ}$), з використанням методів кінематичної геометрії на основі усіх відомих особливих точок шатунної площини, а також механізмів Чебишева. Процедура синтезу є наступною: 1) для різних структурних схем, розміри яких змінювались з певним кроком, використовуючи різноманітні теоретичні методи синтезу, сформована база даних механізмів із зупинкою вихідної ланки, що налічує мільйони кінематичних схем; 2) вказуються умови для оптимізації. При цьому зазначаються необхідні параметри, умови та бажані значення. У випадку головної умови вводиться її ваговий коефіцієнт, у випадку бажаної – також вид штрафної функції; 3) здійснюється пошук локальних мінімумів у базі даних, а на основі цих мінімумів – подальший спрямований пошук з метою мінімізації цільової функції. На відміну від відомих методів, такий підхід дозволяє знаходити не тільки локальні оптимальні розв'язки задач синтезу. За результатами пошуку користувач може вибрати структурну схему механізму та оптимальні розміри (кінематичну схему). Для всіх структурних схем розроблені відповідні моделі у САПР SOLIDWORKS, куди автоматично передаються результати синтезу для формування відповідних кінематичних схем, для яких засобами SOLIDWORKS Motion може бути проведений кінематичний та силовий аналіз.

УДК 539.4

СУЧАСНІ ЗАСОБИ ДІАГНОСТУВАННЯ ВІБРАЦІЇ МАШИН

MODERN MEANS OF DIAGNOSING VIBRATION OF MACHINES

Микола Шульженко¹, Юрій Єфремов², Наталія Гармаш¹

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

²ТОВ «СКБ «Вібрації та ресурсу»,
проспект Науки, 60, м. Харків, 61072, Україна

Estimation of the vibration state of the units depends on the accuracy and reliability of the hardware and software and an accurate and reliable vibration parameter control. Using the contemporary element base we designed the intelligent sensor of vibratory displacement to assess the vibration state of the rotary parts of equipment.

Створення і використання вітчизняних засобів визначення і аналізу параметрів вібрації машин з розширеними можливостями, т.з. інтелектуальних сенсорів, має важливе практичне значення. Пропонуються пристрої для оцінювання віброприскорення, віброшвидкості та вібропереміщення елементів енергетичних машин з функціями моніторингу, візуалізації, аналізу та архівації даних вимірювання. Сенсорами виконується цифрова обробка сигналів, автоматична компенсація впливу параметрів навколишнього середовища, автоматична перевірка справності функціонування (самодіагностування), дистанційне конфігурування діапазону та одиниць вимірювання, передачі інформації з використанням протоколів промислових мереж та інше.

Сенсор вібропереміщення рекомендується для оцінювання вібраційного стану обертових частин механізмів ТЕС і ТЕЦ та інших промислових об'єктів. Він має безконтактний вихорострумний первинний перетворювач та функціональний перетворювач для обробки сигналу. Діапазон частот вимірювання датчиком вібропереміщення обертових частин обладнання від 0,04 до 1000 Гц. Діапазон вимірювання розмаху вібропереміщення від 20 мкм до 1000 мкм із дискретністю 1 мкм, діапазони вимірювання переміщення від 0 мм до 4 мм, від 0 мм до 10 мм, від 0 мм до 100 мм. Сенсором вібропереміщення визначаються розмах вібропереміщення, амплітуди і фази $\frac{1}{2}$, 1, 2 гармонічних складових вібропереміщення, сигналізується про перевищення розмаху вібропереміщення і низькочастотної вібрації заданих рівнів та про різку зміну (стрибок) вібрації.

Сенсори віброшвидкості та віброприскорення призначаються для оцінки вібраційного стану необертових частин механізмів промислових об'єктів. Вони складаються з контактного вихорострумного первинного перетворювача та функціонального перетворювача для обробки сигналу. Діапазон частот вимірювання сенсорами віброшвидкості та віброприскорення від 2,5 до 1000 Гц. Діапазон вимірювання датчиком віброшвидкості середньо-квадратичного значення віброшвидкості 0,5 –

16 мм/с. Діапазон вимірювання сенсором віброприскорення амплітуди віброприскорення $0,5 - 50 \text{ м/с}^2$. Сенсором віброшвидкості визначаються спектральні складові та середньоквадратичні значення вібрації у заданих смугах частот вимірювання з сигналізацією про перевищення середньоквадратичних значень віброшвидкості заданих рівнів та про різку зміну (стрибок) вібрації. Сенсором віброприскорення визначаються спектральні складові віброприскорення у заданих смугах частот вимірювання з сигналізацією про перевищення амплітуди віброприскорення заданих рівнів та про різку зміну (стрибок) вібрації. Створені сенсори вібрації апробовані при контролі вібропереміщення у вертикальному і горизонтальному напрямках контактних кілець щітково-контактного апарата турбоагрегату К-200-130. Сенсори підключено до пристроїв реєстрації автоматизованої системи керування енергоблоком.

Для оцінювання вібропереміщення та відносного розширення ротора циліндра високого тиску та розширення циліндрів високого та середнього тиску турбоагрегату Т-250-300/240 сигнали з сенсорів передаються до пристроїв реєстрації та індикації автоматизованої системи керування.

Для визначення вібропереміщення ротора циліндра високого тиску, осьового зсуву, відносного розширення роторів циліндрів високого та середнього тиску турбоагрегату К-300-240 створено підсистему контролю параметрів механічних величин з використанням розроблених сенсорів, які підключено до робочої станції штатної автоматизованої системи вібродіагностики турбоагрегату.

Випробування сенсорів різних типів проведено також на балансувальному обладнанні маятникового типу. Дослідна експлуатація створених засобів діагностування вібрації засвідчує доцільність їх використання для обладнання ТЕС і ТЕЦ та інших промислових об'єктів.

УДК 656.067

ВИЗНАЧЕННЯ ПРІОРИТЕТІВ РОЗВИТКУ СИСТЕМИ МАТЕРІАЛЬНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ АВТОТРАНСПОРТУ

DETERMINATION OF THE PROTECTION PRIORITIES OF THE MATERIAL SUPPLY SYSTEM

Василь Юськів, Олег Сороківський, Руслан Гузнер

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

The tendencies of development of shops of auto parts were analyzed. The analysis of the development of the «Avtostop» auto parts store in the period from January 2010 to August 2017 was carried out. Recommendations for improving the profitability of the store are developed.

Сьогодні у сфері автобізнесу іде перехід з великих транспортних підприємств (АТП) у малі підприємства. Великі АТП, та заводи які займались комплексним ремонтом автомобілів та агрегатів, практично, зникають. Натомість з'явилась велика кількість станцій технічного обслуговування (СТО). Одночасно виникла велика кількість магазинів автозапчастин, які спеціалізуються на різних групах товарів. Враховуючи систему ціна/якість кожен автомагазин повинен мати хоча б два аналоги оригінальної запчастини. Невеликі підприємства є нестабільні, тому часто вони об'єднуються в корпорації, які гарантують стабільний заробіток) [1].

У зв'язку з цим, важливим є виявити закономірності факторів і розробити системи, які оперативно реагують на зовнішні фактори такі як: економічні (пов'язані з обігом грошей, товарів, інформації та енергії); політичні (впливають на політичні події в країні); технологічні (пов'язані з розвитком техніки, обладнання, інструментів, процесів обробки та виготовлення продуктів, матеріалів і технологій, а також «ноу-хау»). Також слід відмітити і внутрішні фактори такі як: матеріально-ресурсне забезпечення виробництва (які визначають ресурси і можливості підприємства, зокрема, найбільш важливими в цій групі є виробничі фактори); забезпечення економічного і технічного розвитку підприємства (інновації, інвестиції, організація праці та виробництва, підвищення кваліфікації працівників); досягнення високого рівня рентабельності (високоєфективна комерційна і постачальницька діяльність).

Сучасний автомобільний ринок як первинний, так і вторинний зараз переживає не найкращі часи. Зменшення доходів громадян і зріст цін переписують статистику і знижують криві графіків продаж. Сам по собі ринок автозапчастин є доволі закритим і не піддається досконалому вивченню, хоча б через надмірний об'єм контрафактної продукції, проте завдяки детальному дослідженню можна провести певний аналіз.

На 2016 рік в Україні на 1000 населення припадає 202 автомобіля. В столиці на 1000 населення припадає 353 автомобіля. Незначні продажі нових автомобілів і постачання вживаних автомобілів з-за кордону

негативно позначилися на віці українського автопарку. Середній вік автомобіля у володінні українців склав 19,6 років. Такий віковий склад автомобілів має немалий попит на автозапчастини, так як автомобілі такого віку частіше потребують ремонту і заміни агрегатів.

Приватні автовласники стали частіше вдаватися до послуг постачальників необхідних запчастин, а не звертатися в магазини-посередники - це один із способів заощадити на ремонті. Крім того, майже половина водіїв відтермінує, ремонтуючи лише за крайньої необхідності. Через економію зростають продажі деталей, що були у використанні. Власники несправних автомобілів нерідко розпродають їх на запчастини, а попит на ці товари пов'язаний з їх невисокою вартістю, вони обходяться приблизно в два рази дешевше нових, однак надійність автомобілів безпосередньо залежить від якості комплектуючих і запасних частин. Для того повинна бути велика кількість постачальників якісних запчастин.

Аналізуючи вплив зовнішніх та внутрішніх факторів на економічні показники діяльності автомагазину запчастин «Автостоп» в період з 2010 по 2016 роки та діяльність успішних підприємств найбільших постачальників запчастин: Автотехнікс, Бастіон, Владистав, Інтеркарс, Омега, Трост, Еліт, Юніктрейд, розроблені рекомендації оперативного реагування на потреби споживачів запчастин

1. Єрмошкіна О.В. Концептуальна модель та механізм управління фінансовими потоками підприємства / О.В. Єрмошкіна // Економічний простір. – 2008. — № 17. – С. 182-184



ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ	3
Назарчук З., Муравський Л. Діагностування деформівного стану матеріалів методами фазозсувної інтерферометрії та спекл-метрології	3
Гудрамович В., Сіренко В., Клименко Д., Данієв Ю. Створення методології нормативних основ розрахунку ресурсу конструкцій стартових споруд космічних ракет-носіїв	5
Кондрацьєв А. Методологія синтезу оптимальних параметрів композитних несучих відсіків головного блока ракет-носіїв космічного призначення	7
Скальський В., Макєєв В., Станкевич О., Гуньовський Я. Методика діагностування руйнування полімерів за енергетичним параметром синалів АЕ	9
Джала Р., Вербенєць Б., Мицик А., Савула Р. Контроль захисту від корозії підземних трубопроводів і конструкцій	11
Дробенко Б., Кушнір Р. Механічна поведінка тіл складної форми за умов термосилового навантаження	13
Никифорчин Г., Цирульник О., Звірко О. Метод консервативного оцінювання корозійно-водневої деградації конструкційних сталей, схильних до корозійно-механічного руйнування	15
Матейчик В., Цюман М. Особливості оцінювання впливу міських режимів руху транспортного засобу на витрату палива і шкідливі викиди	17
Ткачук-мол. М., Грабовський А, Ткачук М. Спеціалізовані програмно-модельні комплекси для аналізу деформування волоконних матеріалів та контактної взаємодії складнопрофільних тіл на основі мікро-макромеханічних моделей	19
Андрейків О., Долінська І., Кухар В., Райтер О. Оцінювання залишкового ресурсу трубопроводів за маневрового режиму експлуатації	21
СЕКЦІЯ І. МЕХАНІКА РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ, ДІАГНОСТИКА І ЦІЛІСНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ	23
Аврамов К., Батутіна Т., Бондар Д., Мартиненко Г. Застосування напівемпіричних методів визначення акустичних навантажень для оцінювання навантаження відсіків ракет-носіїв	23
Балицький О., Барна Р., Іваськевич Л., Колесніков В. Тріщиностійкість та довговічність нікель-кобальтових сплавів у водні	24
Bernatowicz A., Kazberuk A. The influence of basant fibres in concrete on stress intensity factor and cod by brazilian test	26

Васільєв К., Георгій С. Аналіз пружної рівноваги анізотропного шару з тріщиною за поздовжнього зсуву з використанням методу прямого вирізування	27
Войтович М., Лампіка Р. Температурне поле і напружено-деформований стан трубчастих криволінійних стрижневих елементів машин і інженерних споруд	29
Гембара О., Чепіль О., Гембара Т., Сапужак Я. Методика оцінювання циклічного ресурсу елементів енергетичного обладнання з урахуванням впливу водню	31
Грабовський Р., Федорович Я., Федорович І. Вивчення впливу ремонтних технологій на довговічність об'єктів тривалої експлуатації	33
Грінченко В., Батутіна Т., Бондар Д., Олійник В. Напівемпіричне оцінювання зовнішніх акустичних навантажень у зоні корисного вантажу при старті	35
Дегтярев О., Клименко Д., Сіренко В., Харченко В. Забезпечення міцності конструкцій ракетно-космічної техніки з полімерних композиційних матеріалів	35
Дівєєв Б., Вельган І., Коник І., Пелех Я. Застосування магніто-реологічних елементів у керованих динамічних гасниках коливань	37
Дівєєв Б., Дорош І., Котів М., Черчик Г. Розрахунок та оптимізація динамічних гасників коливань різних типів	39
Калиняк Б. Умови відсутності термонапружень у неоднорідному за товщиною безмежному шарі при стаціонарному тепловому навантаженні	41
Квіт Р. Про деякі статистичні характеристики міцності анізотропних матеріалів за умов складного напруженого стану	42
Колесніков В. Дослідження механічної оброблюваності та пошкоджуваності Ni-Co сплавів	44
Крет Н., Волошин В., Курнат І. Розвиток методу моделювання експлуатаційної деградації конструкційних сталей	46
Куротчин Л. напружений стан кусково-однорідної пружно-пластичної пластини з двома міжфазними поверхневими тріщинами	48
Лозован В., Юзевич В., Джала Р. Діагностування підземних трубопроводів за допомогою нейронних мереж	50
Маковійчук М. Про закриття тріщини у пластині на пружній основі під час згину зосередженими силами	52
Маковійчук М., Даляк Т. Взаємодія тріщини з колінеарною щілиною за згину пластини на пружній основі	53
Марчук М., Сіренко В. Моделювання та розрахунок композитних оболонкових елементів ракетно-космічної техніки	54

Марчук М., Харченко В., Хом'як М., Пакош В. Тривимірна модель визначення фізико-механічних характеристик перехресно армованого композитного шару для розрахунку неоднорідних оболонок	56
Немчук О., Нестеров О. Роль експлуатаційних напружень у деградації сталей портового перевантажувального обладнання	58
Осташ О., Кулик В., Позняков В., Гайворонський О., Ковалишин В. Вплив деформаційного мартенситного перетворення на міцність і циклічну тріщиностійкість колісної сталі	60
Палаш В., Палаш Р., Харачко Н. Забезпечення експлуатаційної витривалості зварних з'єднань легованих високоміцних сталей	62
Пороховський Ю. Вплив залишкових напружень на втомне руйнування і залишковий ресурс машинобудівних конструкцій з осьовими поверхневими тріщинами	64
Почапський Є., Рудак М., Мельник Н., Коблан І. Діагностування напруженого стану феромагнетних елементів конструкцій методом магнетопружної акустичної емісії	66
Пустовий В., Семенов П. Дослідження впливу терміну експлуатації перевантажувального обладнання на міцнісні характеристики розрахункових металоконструкцій	68
Рудавський Д., Канюк Ю., Бас В. Поширення поверхневої втомної тріщини в осі вагонної залізничної колісної пари	70
Сиротюк А., Витязь О. Корозійно-втомна пошкоджуваність тривало експлуатованих гнучких труб колтубінгових установок	72
Сулим Г., Онишкевич В. Плоский контакт прямокутного штампа з пружною півплощиною з урахуванням зношування	74
Сулим Г., Пастернак Я. Термопружність анізотропних тіл з просторовими неплоскими тріщинами	76
Труш В., Погрелюк І., Лук'яненко О., Федірко В. Підвищення опору втомі титанових сплавів модифікуванням приповерхневого шару азотом та вуглецем	77
Uściniowicz R. Influence of rolling on deformation process of Al/Cu bimetallic sheet during multidirectional stretching	78
Uściniowicz R. Estimating of time to fracture of Al/Cu bimetal in creep process	80
Харченко В., Клименко Д. Напружено-деформований стан штифто-шпилькового з'єднання відсіків ракети з врахуванням затягування кріплення	82
Штойко І., Долінська І., Хабурський Я., Канюк Ю. Врахування експлуатаційної деградації сталей у розрахунках залишкового ресурсу труб нафтогазопроводів	83

Шульженко М., Гонтаровський П., Гармаш Н., Мележик І. Руйнування смуги з тріщиною при знакозмінних навантаженнях	85
СЕКЦІЯ 2. ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ І ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	88
Бойко М., Серкіз О. Прогресивні технології виготовлення виробів при штампуванні	88
Бура Р., Давосир В., Максимюк С. Аналіз можливостей застосування швидкісних автобусних перевезень	89
Вікович І., Горбай О., Дівеєв Б., Керницький І. Елементи безпеки і комфорту автомобілів	91
Войтків С. Компонувальні схеми тягових приводів міських електробусів малого класу	93
Григоров О., Дружинін Е., Аніщенко Г., Стрижак В., Стрижак М. Порівняльний аналіз динамічних моделей системи «Візок – вантаж на гнучкому підвісі»	96
Гудз Г., Глобчак М., Коцюмбас О., Дацюк О. Визначення втомної міцності поздовжніх балок автомобільних рам під час циклічних навантажень	97
Дембіцький В., Павлюк В. Шляхи підвищення ефективності діагностування технічного стану транспортних засобів	99
Джала Р., Івасів І., Червінка Л., Червінка О. Визначення інтегральних характеристик мікродфектів поверхонь конструкцій за сигналом дифузного відбивання світла	101
Дзюбик А., Басараб Р. Особливості технології ремонту реакторно- регенераторного блока установки каталітичного крекінгу «Мілісеконд» MSCC із заміною внутрішнього обладнання	103
Дзюбик Л., Зінько Я., Яринич О. Особливості забезпечення оптимального положення осі обертання цементної печі	105
Дмитрів В., Дмитрів І. Модель адаптивного амортизатора автомобіля	107
Кайота Д., Загорулько А. Числовий розрахунок упорного підшипника ковзання відцентрового компресора	109
Качмар Р., Ланець О., Пелех В. Оцінювання впливу зміни показників транспортних потоків на рівень їх екологічного навантаження	111
Качмар Р., Луців А. Вплив експлуатаційних чинників на ефективність гальмівної системи автомобіля	113
Кіндрацька Г. Технічний стан основних засобів підприємств: проблеми подолання фізичного і морального зносу	115
Кіндрацький Б., Головецький М. Вплив характеристики пружно- демпфувальної системи сидіння на вібраційне навантаження водія автомобіля	117

Кіндрацький Б., Осмак О. Конструктивні особливості та критерії оцінювання підвісок для великогабаритних автобусів	119
Корендій В., Гаврильченко О., Захаров В. Модернізація технологічного обладнання для вібровикінчувальної обробки	121
Корендій В., Гурей В., Качур О. Динаміка руху мобільного вібраційного робота з двома дебалансними вібробудниками	123
Корендій В., Ланець О., Дмитерко П. Мобільні вібротранспортні модулі з плоским рухом робочих органів	125
Кухар В., Глазко В. Розроблення методики розрахунку еластомірного компенсатора позацентрового навантаження системи «Прес-Штамп»	127
Літвін Р. Експериментальне визначення пружної характеристики двомасового маховика	129
Майструк В., Гаврилів Р., Майструк П. Аналіз структури газового потоку в циклоні зі спіральним направляючим апаратом	131
Малашенко В., Стрілець В., Стрілець О., Савлук А. Замкнута гідросистема – гальмо для механізму піднімання вантажу	133
Марцинковський В., Позовний О. Вплив багатопаринних ущільнень на динаміку ротора відцентрового насоса	135
Мастикаш О. Про можливість розрахунку витрат енергії на розгін автомобіля за характеристиками двигуна	137
Мельник В., Захара І. Войцехівська Т., Веркалець П. Перспектива використання біодизельного палива у двигунах внутрішнього згорання	139
Миськів Т., Мурмило П. Адаптація характеристики сучасного бензинового двигуна до приводу автомобіля	141
Модла Р., Бритковський В., Сорочинський О. Діагностування електронних систем запалювання бензинових двигунів автомобілів	143
Немий С., Бритковський В. Вплив технічного стану електричної мережі автомобіля на його пожежну безпеку	145
Немий С., Ванько Т. Ефективність міських автобусних перевезень у залежності від структури рухомого складу	147
Ніколаєнко В. Створення динамічної моделі робочого обладнання мобільної землерийної машини безперервної дії в програмному комплексі Openmodelica	149
Пасіка В., Новіцький Я. Конструктивна реалізація кривошипа змінної довжини у кривошипно-повзунному механізмі з динамічно зрівноваженим повзуном	151
Пельо Р. Оптимальні закони перемикання передач в автомобільній трансмісії	153
Поліщук Л., Коваль О. Удосконалення конструкції приводу робочої ланки машини холодного фрезерування доріг	155

Поліщук Л., Міськов В., Кравчук В. Експериментальний стенд подрібнювача деревини барабанного типу	157
Пороховський Ю., Спірідонова А. Порівняльний аналіз характеристик паливних елементів в електромобілях	159
Похмурська Г., Назар І., Войтович А., Дзюбик А. Підвищення роботоздатності ножів вторинної промисловості	161
Проценко В. Розрахунок пальців затискних елементів для закріплення сталевих канатів	163
Ройко Ю., Кіндрат В., Максимюк С. Аналіз ефективності застосування автоматизованих систем управління рухом на трамвайних маршрутах	165
Ройко Ю., Марцинюк В., Давосир В. Дослідження чинників, які визначають стартову затримку на регульованих перехрестях	168
Роп'як Л., Маковійчук М. Моделювання процесу відцентрового армування порожнистих виливок частинками оксидів	170
Сахно В., Мурований І., Омельницький О. До порівняльного оцінювання маневреності дво- та триланкових метробусів	171
Сітовський О., Дембіцький В., Мазилук П. Аналіз конструкції систем рекуперативного гальмування	173
Скиба М., Лук'янюк М., Стечишин М., Олександренко В. Технології модифікації металевих поверхонь азотуванням в тліючому розряді	175
Сметанкіна Н. Міцність шаруватого оскління транспортних засобів при ударному навантаженні	177
Сметанкіна Н., Бредихін В., Мезенцев В., Черняев О. Вибір раціональної форми отвору сита для сепарації зернових сумішей	179
Сологуб Б., Данило Я. Методика динамічного аналізу пасажирських канатних доріг	180
Сороківський О., Юськів В. Обґрунтування вибору геометричних параметрів кулькових муфт вільного ходу велосипеда	181
Стрілець О. Динамічна модель керування швидкістю у пристрої з зубчастим диференціалом і замкнутою гідросистемою через водило	182
Стрілець В., Козяр М., Стрілець О., Вольський В. Гнучкий робочий орган гвинтового транспортера	184
Форнальчик Є., Виджак М. Оптимальні затрати на технічне обслуговування автобусів	186
Харжевський В., Марченко М. Багатопараметричний оптимізаційний синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, що побудовані на основі напрямних механізмів	187
Шульженко М., Єфремов Ю., Гармаш Н. Сучасні засоби діагностування вібрації машин	189
Юськів В., Сороківський О., Гузнер Р. Визначення пріоритетів розвитку системи матеріального забезпечення автотранспорту	191

Наукове видання

6-а Міжнародна науково-технічна конференція

**ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА
РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ
І ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИНОБУДІВНИХ
КОНСТРУКЦІЙ**

Матеріали конференції

Підписано до друку 17.10.18 р.
Формат 60×84/16. Папір офсетний.
Гарнітура «Таймс». Друк різнографією.
Умов. друк. арк. 11,62.
Зам.



ТзОВ «КІНПАТРІ ЛТД»
79019, м. Львів, а/с 6758.

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготівників і
розповсюджувачів видавничої продукції
ЛВ № 39 від 10.08.2005 р.

Надруковано з готового оригінал-макета
у Дослідно-видавничому центрі Наукового товариства імені Шевченка,
79013, м. Львів, вул. Генерала Чупринки, 38.

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єктів видавничої справи ДК №884 від 04.04.2002 р.