

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»

ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

5-а Міжнародна науково-технічна конференція

Матеріали конференції

27 — 28 жовтня 2016 р.
м. Львів

Т 33

УДК 531+621+669+681

Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Матеріали конференції. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД. — 2016. — 168 с.

Опубліковані матеріали 5-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій». До збірника увійшли матеріали за такою проблематикою: статика та динаміка пружних і пружно-пластичних систем, міцність та надійність машин, математичні основи теорії тріщин, машинознавство, моделювання механічних систем, технологія і автоматизація виробництва, функціональні та конструкційні матеріали, поверхневе оброблення та захист деталей машин і конструкцій, трибологія, зварювальне виробництво, діагностика металевих конструкцій і машин, проектування, виготовлення і експлуатація транспортних засобів.

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

ISBN 978-966-7585-17-4

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, член-кореспондент 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 539.3

ОЦІНЮВАННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ЗА МАНЕВРОВОГО РЕЖИМУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

ESTIMATION OF RESIDUAL RESOURCE OF CONSTRUCTION
ELEMENTS UNDER MANEUVER REGIME EXPLOITATION

**Олександр Андрейків¹, Валентин Скальський², Ірина Долінська²,
Адріана Лисик¹**

¹Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, м. Львів, 79000, Україна, andreykiv@ipm.lviv.ua;

²Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України,
вул. Наукова, 5, м. Львів, 79601, Україна, ira_dolinska@ukr.net.

The calculation models for determination of creep crack growth subcritical period in metallic materials under maneuver regime exploitation and influence to physical-chemical factors has been proposed. The influence of hydrogen and corrosive-acidic environments on the residual resource of the pipeline and elements energetic equipment under maneuver regime exploitation has been determined.

Сьогодні одну з основних проблем інженерної практики представляє прогноз елементів конструкцій за маневрового режиму експлуатації, особливо це стосується енергетичного обладнання, велика частина якого в даний час експлуатується за межами паркового ресурсу. Найбільше обмеження ресурсу, обумовлене тривалим впливом високої температури, характерне для елементів паропроводів і парових турбін. У них за маневрового режиму (пуски-зупинки) експлуатації розвиваються тріщини високотемпературної повзучості, які ростуть до критичних розмірів, особливо в умовах дії фізико-хімічних чинників, таких, як водень чи корозійне середовище. Це все може призвести до катастрофічного руйнування згаданого вище обладнання. Для того, щоб передбачити і

відвернути таке руйнування проводять профілактичні огляди і діагностику обладнання. При цьому виявляються дефекти типу тріщин різних розмірів. І тому дуже важливим є вміння визначати період їх докритичного росту залежно від розмірів і просторової орієнтації. Для того, щоб запобігти катастрофічному руйнуванню конструкції порівнюють період докритичного росту тріщини, який повинен бути більшим від часу, між профілактичними оглядами. Якщо ця умова не виконується, то приступають до ремонту або заміни елемента конструкції. Разом з тим, маневровому режиму експлуатації піддані також інші елементи конструкцій, зокрема, газо- нафтопроводи, металеві конструкції мобільних машин тощо. Оцінювання їхнього залишкового ресурсу є складною математичною задачею, однак також важливою для інженерної практики.

Доповідь присвячена цій актуальній проблемі. Тут зроблена спроба створити розрахункові моделі для визначення на основі фізичних законів періоду докритичного росту тріщин у металевих матеріалах за маневрового режиму експлуатації і дії різних фізико-хімічних чинників (температури, водню, корозійного середовища). В основу цього покладений перший закон термодинаміки і рівняння балансу швидкостей змін енергій, що дало змогу звести задачу до диференціального рівняння з початковими і кінцевими умовами для знаходження періоду докритичного росту тріщин в елементах конструкцій. Розроблені тут математичні моделі застосовано для оцінювання впливу водневмісних та корозійно-кислих середовищ на залишковий ресурс трубопроводів та елементів енергетичного обладнання за їх маневрового режиму експлуатації. Проведені дослідження показали, що неврахування маневреності навантаження та впливу зовнішнього середовища може призвести до переоцінки залишкової довговічності конструкційного елемента з тріщиною і до непередбачуваного руйнування.

УДК 539.3

МОДЕЛІ РУЙНУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ НА ОСНОВІ МЕХАНІКИ ПОШКОДЖУВАНOSTI

FAILURE MODELS OF CONSTRUCTIONAL MATERIALS BASED ON DAMAGE MECHANICS

Микола Бобир, Анатолій Грабовський, Олександр Бондарець

*Національний технічний університет «Київський політехнічний
інститут імені Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна.*

This paper presents the structural materials fracture model. Get model the kinetics of accumulation of scattered damage in structural materials that are characterized by tensors of the fourth rank for the forward and reverse deformation modes, proposed methods to predict the durability of structural materials for the kinetics of degradation of the elastic modulus E and the G , the method of define a resource for vetchenoy residual strains in components and structures for conditions cyclic loading regime.

Процес експлуатації машин та конструкцій супроводжується структурними змінами в матеріалі, зародженням, ростом і накопиченням мікропошкоджень різної природи і форми, фізичною флуктуацією в матеріалі, викликану рухом вакансій і дислокацій та їх концентрацією на межах кристалів і т.д., які призводять до деградації його основних фізико-механічних властивостей на макрорівні. При належних вимогах до виготовлення і контролю дефектності відповідальних елементів конструкцій на стадії запуску в експлуатацію, їх довговічність визначається, в основному, процесами накопичення розсіяних пошкоджень, які становлять 80 – 90% загальної довговічності. Ця стадія супроводжується явищем нелінійного накопичення розсіяних пошкоджень до утворення магістральних макротріщин. Таким чином, довговічність конструкцій визначається довготривалістю стадії накопичення розсіяних мікропошкоджень і довготривалістю стадії розповсюдження небезпечної макротріщини (живучість).

Надійне прогнозування ресурсу конструктивних вузлів об'єктів на стадії проектування, оцінка виробленого і прогноз залишкового ресурсу на стадії експлуатації неможливі без розроблення адекватних математичних моделей руйнування конструкційних матеріалів на основі континуальної механіки пошкоджуваності для індивідуальних умов експлуатації конкретних об'єктів, які відображають процеси перетворення структури матеріалу на мезорівні.

У доповіді розглядаються основні закономірності процесів деформування і накопичення пошкоджень у конструкційних матеріалах (металах і їхніх сплавах) при різних статичних режимах навантаження. Розроблені та обґрунтовані тензори четвертого рангу кінетики накопичення пошкоджень для прямого та зворотнього режимів деформування для умов повторно-змінного режиму навантаження. Отримані коефіцієнти заліковування мікропошкоджень для умов м'якого

і жорсткого режимів навантажень. Наведені експериментально-теоретичні методики дослідження кінетики накопичення пошкоджень у конструкційних матеріалах з різними пластичними властивостями. Запропоновані методики прогнозування довговічності конструкційних матеріалів за кінетикою деградації модулів пружності E та G при пружно-пластичних навантаженнях та за величиною залишкових деформацій у конструкціях та деталях обладнання, виготовлених з матеріалів з різними пластичними властивостями.

Приведено порівняння теоретичних та експериментальних результатів. Показана ефективність розрахунків, які враховують пошкоджуваність конструкційних матеріалів.

УДК 620.194.3

МЕТОДИЧНІ АСПЕКТИ ДОСЛІДЖЕННЯ КОРОЗІЙНО- ВТОМНОГО РОСТУ ТРІЩИН У ГАЗОПРОВІДНИХ СТАЛЯХ

METHODOLOGICAL ASPECTS OF CORROSION-FATIGUE CRACK GROWTH TESTING OF GAS PIPELINE STEELS

Мирослава Греділь, Іван Штойко, Григорій Никифорчин

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

A new methodological approach is proposed to corrosion-fatigue crack growth tests of a gas pipeline steel. This enables to simulate hydrogenation conditions of a pipe wall from the inside during its service and therefore to estimate the effect of hydrogen absorbed by a metal on the crack growth on the external pipe wall.

Магістральні газопроводи є однією з найважливіших складових паливно-енергетичного комплексу України. Більшість з них перебувають в експлуатації понад 30 років, нерідко понад їхній розрахунковий ресурс. Для обґрунтованого продовження терміну служби таких відповідальних об'єктів необхідно мати актуальну інформацію про поточні властивості сталей магістральних газопроводів, які можуть суттєво погіршуватись впродовж експлуатації внаслідок тривалого спільного впливу робочих навантажень та корозивно-наводнювального транспортованого середовища [1]. Найчутливішими до експлуатаційної деградації конструкційних сталей

є локальні параметри механіки руйнування, а саме: характеристики статичної [2] та циклічної [3] тріщиностійкості. У свою чергу, на ріст тріщини істотно впливає середовище, яке може додатково підвищити чутливість методу оцінювання стану матеріалу за корозійно-механічними показниками.

Метою роботи є оцінювання зміни втомних характеристик газопровідної сталі X52 внаслідок її експлуатаційної деградації з урахуванням впливу корозивно-наводнювального середовища.

Випробування на корозійно-втомний ріст тріщини виконували згідно з міжнародним стандартом [4] на компактних зразках з попередньо наведеною тріщиною. Приріст тріщини фіксували на бокових поверхнях зразка з допомогою оптичного приладу. Установку для випробувань модифікували, розробивши нову форму тримачів, що дало змогу підвести знизу електрохімічну комірку з корозивним середовищем та змінювати її положення відносно зразка. Завдяки цьому реалізували умови, коли зразок частково занурений у розчин, а вершина тріщини знаходиться над рівнем середовища. Приклавши катодну поляризацію до зразка, можна змодельовати реальні умови наводнювання внутрішньої поверхні труби, транспорт водню крізь її стінку і, як наслідок, його вплив на швидкість росту тріщин від зовнішньої поверхні труби.

1. Крижанівський Є. І., Никифорчин Г. М. Корозійно-воднева деградація нафтових і газових трубопроводів та її запобігання: наук.-техн. посібник у 3-х томах // Т. 3: Деградація газопроводів та її запобігання. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2012. – 433 с. 2. In-service degradation of gas trunk pipeline X52 steel / G. Gabetta, H. M. Nykyforchyn, E. Lunarska et al. // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2008. – №1. – С. 88–99. 3. Кречковська Г. В., Свірська Л.М. Вплив зупинок в експлуатації блоку ТЕС на циклічну тріщиностійкість парогінної сталі 12Х1МФ // Там же. – 2006. – Спецвип. №5, Т 1. – С. 262–266. 4. ASTM 647-13a. Standard test method for measurement of fatigue crack growth rates. – 50 p.

Дослідження підтримане НАТО за програмою «Наука заради миру і безпеки», проект G5055 (The research is supported by the NATO in the Science for Peace and Security Programme under the Project G5055).

УДК 621.891

КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТА ВИБОРУ МАТЕРІАЛІВ ПАР ТЕРТЯ ЗА УМОВ ЗНОШУВАННЯ ПРИ

**ФРЕТИНГ-КОРОЗІЇ І ДИНАМІЧНОМУ УДАРНОМУ
КОНТАКТНОМУ НАВАНТАЖЕННІ**

**CRITERIA OF FRICTION PAIR SERVICEABILITY EVALUATION AND
MATERIALS SELECTION UNDER FRETTING-WEAR CONDITIONS
AND SHOCK DYNAMIC CONTACT LOADING**

**Олександр Духота, Ніла Науменко, Мирослав Кіндрачук,
Анатлій Кудрін**

*Національний авіаційний університет,
пр. Космонавта Комарова, 1, м. Київ, 03058, Україна.*

The report presents the concept of a systematic approach to the friction pair serviceability evaluation and materials selection under fretting-wear conditions and shock dynamic contact loading with allowance for tribosystem elements fractionally-contact interaction specific.

У загальній проблемі підвищення надійності машин питанням забезпечення високого рівня зносостійкості деталей і вузлів трибомеханічних систем надається особливого значення. В авіаційних конструкціях і в конструкціях інших динамічно навантажених машин серед трибомеханічних систем найбільш обмеженої довговічності, виділяють трибосистеми малорухомих і номінально-нерухомих вузлів і з'єднань, працездатність яких порушується через зношування від фретинг-корозії.

У доповіді, на основі аналізу специфіки фрикційно-контактної взаємодії елементів трибосистем в умовах, що викликають розвиток фретинг-корозії, та причин виникнення відмов трибовузлів, викликаних цим видом зношування, розглянуто системний підхід до визначення критеріїв оцінювання працездатності та вибору матеріалів пар тертя. Зокрема, показано, що у разі втрати працездатності, пов'язаної з накопиченням у зоні трибоконтакту продуктів зношування, оцінювання працездатності та вибір сприятливого поєднання матеріалів контактної пари необхідно проводити з урахуванням об'ємних втрат від зношування елементів трибопари і приросту об'єму продуктів зношування в зоні трибоконтакту. Розглянуто особливості зношування матеріалів за умови динамічного ударного контактного навантаження. Показано, що поєднання динамічної складової і фретингу в режимі удару з проковзуванням істотно пришвидшує процеси поверхневого руйнування матеріалів. З позиції теорії розповсюдження ударних хвиль і дисипації механічної енергії у твердих

тілах розкрито механізм інтексидації поверхневого руйнування і визначені принципи забезпечення зносостійкості матеріалів в умовах динамічного ударного контактного навантаження.

УДК 539.377

**РОЗРАХУНОК ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ ШАРУВАТИХ
ТЕРМОЧУТЛИВИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ**

**CALCULATION OF THERMO-STRESSED STATE OF LAYERED
THERMOSENSITIVE STRUCTURAL ELEMENTS**

Роман Кушнір, Василь Попович

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

The analytical method of calculation of steady-state distributions of temperature and thermal stresses in layered thermosensitive structural elements is proposed. The effect of thermomechanical properties of materials of the layered structure components depending on the temperature on the nature and level of temperature and stress distributions is investigated.

Надійне функціонування сучасних шаруватих елементів конструкцій, які працюють в умовах високотемпературних навантажень, вимагає адекватного визначення їхнього термонапруженого стану, знання про який лежать в основі оцінювання їх міцності та надійності. За таких умов його розрахунок слід проводити на основі моделі термочутливого тіла, в якій враховуються залежності теплофізичних та механічних характеристик матеріалів складових від температури [1 – 3].

Пропонується виклад методики розрахунку усталеного теплового стану шаруватих (плоских, циліндричних та сферичних) стінок, у шарах яких наявні джерела чи стоки тепла, на межах контакту сусідніх шарів – тепловідлення, які спричиняють сталі теплові потоки, а на обмежувальних поверхнях можуть задаватися сталі температури чи потоки, а також умови складного теплообміну (конвективно-променевого, тепловідведення шляхом кипіння чи випаровування рідини) у різних їх комбінаціях. Запропонована методика [4, 5], по суті, забезпечує побудову

аналітичних розв'язків таких стаціонарних нелінійних задач теплопровідності.

Сформульовані у напруженнях задачі термопружності для циліндричних та сферичних стінок за задання на їхніх обмежувальних поверхнях сталих тисків, а в об'ємах – розподілених за радіальною координатою масових сил, зведені до системи інтегральних рівнянь Вольтера зі специфічними інтегральними умовами. Запропонований спосіб їх розв'язання дозволяє отримати аналітичні формули для обчислення компонент напружено-деформованого стану.

Проведено низку числових експериментів з визначенням термопружного стану багат шарових циліндричних та сферичних елементів конструкцій за заданих термосилових навантажень, на основі яких встановлювалися можливості їх експлуатації.

1. Кушнір Р.М., Попович В.С. *Термопружність термочутливих тіл.* – Львів: СПОЛЮМ, 2009. – 412 с. 2. Kushnir R.M., Popovych V.S. *Heat conduction problems of thermosensitive solids under complex heat exchange // Heat Conduction – Basic Research / V.S. Vikhrenko, ed. – Rijeka (Croatia): InTech., 2011. – P. 131-154.* 3. Popovych V. *Methods for determination of the thermo-stressed state of thermosensitive solids under complex heat exchange conditions // Encyclopedia of Thermal Stresses / Richard B. Hemarski, ed. – Dordrecht, Heidelberg, New York, London: Springer, 2014. – 6. – P. 2997-3008.* 4. Кушнір Р.М., Попович В.С. *Про визначення усталеного термопружного стану багат шарових структур за високотемпературного нагрівання // Вісник КНУ ім. Т. Шевченка. Серія: фіз.-мат. науки. – 2013. – Вип. № 3. – С. 42-47.* 5. Kushnir R.M., Popovych V.S., Rakocha I.I. *Mathematical modelling, determination and analysis of the thermostressed state in a thermosensitive three-layer hollow cylinder subjected to the convective-radiative heating // Mathematical Modeling and Computing. – 2015. – 2, No. 2. – P. 160-175.*

Робота виконана за часткової фінансової підтримки в рамках науково-технічного проекту НАН України (договір ВБ НТП-425/2016).

УДК 539.3: 629.7: 517.958

МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ТА МЕТОДИ СТОСОВНО ПРОБЛЕМ МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ РАКЕТНО-КОСМІЧНОЇ ТЕХНІКИ

**MATHEMATICAL MODELS AND METHODS CONCERNING TO
PROBLEMS OF STRENGTH FOR ELEMENTS OF CONSTRUCTIONS OF
ROCKET AND SPACE TECHNIQUE**

Михайло Марчук^{1,2}, Володимир Сіренко³, Дмитро Клименко³,
Володимир Харченко³

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

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

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

The mathematical model to describe the deformation of plate and shell constructions of elements of rocket and space technology in operating conditions is proposed. Developed and verified new schemes of finite element method to evaluate their strength. Received and analyzed a series of numerical and analytical results for actions static and cyclic loads.

Відновлення активного розроблення ДП «КБ «Південне» нових зразків ракетно-космічної техніки, як у рамках українських та міжнародних проєктів, так і для зарубіжних замовників, зумовило появу специфічних проблем у галузі міцності, вирішення котрих потребує розроблення нових математичних моделей та методів розрахунку (як інженерних, так і чисельних) і відповідного надійного та ефективного програмного забезпечення. Застосування нових конструкційних матеріалів, зокрема, шаруватих армованих композитів на полімерній основі, поставило низку нових завдань, що стосуються міцності. Вирішення цих завдань потребує розроблення методик розрахунку властивостей матеріалів з урахуванням технологій їхнього виготовлення, а також критеріїв руйнування багат шарових композитних конструкцій з концентраторами напружень. Поряд з цим, необхідне створення методик розрахунку конструкцій з врахуванням залежності властивостей матеріалів від температури на термоміцність і стійкість за дії нагрівання, статичних і вібраційних навантажень.

Реалізація цих розробок у вигляді відповідного надійного та ефективного програмного забезпечення, розвитку й удосконалення нормативної бази для оцінювання міцності ракетних конструкцій, а також створення високопродуктивних обчислювальних комплексів для розв'язання нових завдань механіки, поряд з врахуванням результатів попередніх експериментальних випробувань, дозволяє ДП «КБ «Південне» оптимізувати обсяг і терміни експериментального

відпрацювання конструкцій, зменшити кількість об'єктів випробувань без зниження їхньої надійності.

У доповіді розглянуті запропоновані варіанти нелінійних і лінійних уточнених теорій шаруватих композитних оболонок за дискретного розгляду складників, котрі є математичними моделями, що описують поведінку елементів вказаних конструкцій в експлуатаційних умовах. На цій основі розроблена і теоретично обгрунтована та чисельно верифікована нова змішана схема методу скінченних елементів в узагальнених переміщеннях точок серединних поверхонь шарів і контактних напруженнях на поверхнях розділу. З використанням спільно розробленого Інститутом прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України та Державним підприємством «Конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля» програмного забезпечення отримано результати оцінювання міцності і стійкості корпусів типу «кокон» з багат шарових композиційних матеріалів при комплексній дії навантажень з врахуванням нагріву та міцності стиків корпусів ракетних конструкцій із шаруватих полімерних композиційних матеріалів при дії статичних і циклічних навантажень.

УДК 539.3

**КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЯК ОСНОВА ПРОЕКТНО-
ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ ДЛЯ ЕЛЕМЕНТІВ БОЙОВИХ
БРОНЬОВАНИХ МАШИН**

**COMPUTER MODELING AS A BASIS OF PROJECT AND
TECHNOLOGICAL SOLUTIONS FOR ELEMENTS OF FIGHTING
ARMORED VEHICLES**

**Микола Ткачук, Андрій Грабовський, Микола Ткачук-мол.,
Антон Васильєв**

*Національний технічний університет «Харківський політехнічний
інститут»,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002, Україна.*

The variable computer models of armored battle vehicles are created by the development and adaptation of the method of generalized parametric modeling. They are the basis of design and technology solutions in technological preparation, production and modernization of these vehicles.

На сьогодні проблема обґрунтування ефективних технічних рішень при проектуванні, технологічній підготовці виробництва, виготовленні та модернізації бойових броньованих машин (ББМ) набула надзвичайної ваги та актуальності. І справа не тільки в ресурсах, які потрібно витратити на здійснення перелічених етапів. Більш важливим є терміни виконання цих робіт у поєднанні з досягнутими у результаті їхніми тактико-технічними характеристиками (ТТХ). Задля вирішення проблеми, що постала, одним з найбільш перспективних шляхів є застосування комп'ютерних методів, програм та моделей для аналізу фізико-механічних процесів і станів, які реалізуються в процесі експлуатації та бойового застосування ББМ, а також синтезу проектно-технологічних параметрів, що дають змогу досягнути потрібних ТТХ цих машин. Прямих тривіальних шляхів у цьому напрямку не існує, оскільки, наприклад, існуючі універсальні CAD/CAM/CAE системи не володіють інструментарієм для побудови моделей таких спеціальних об'єктів як елементи ББМ. Крім того, при експлуатації та бойовому застосуванні цих машин на них діють специфічні контактні, ударні, хвильові, динамічні та імпульсні зусилля, крайові умови та умови спряження. Таким чином, потрібні відповідні розробки і на етапі математичного моделювання, і на етапі розроблення програмного коду, і на етапі створення комп'ютерних моделей. Одним з перспективних напрямків вирішення назрілих проблем є застосування, розвиток і адаптація методу узагальненого параметричного моделювання. Він дає змогу створювати варійовані комп'ютерні моделі, які пристосовані до інтеграції в універсальні CAD/CAM/CAE, що виступають при цьому як виконавці пре- та постпроцесінгу. Для управління та цілеспрямованого варіювання моделей цих об'єктів створюються спеціалізовані програмні модулі, які за сукупністю параметрів генерують командні файли для універсальних CAD/CAM/CAE систем. Отже, за цих умов задовольняються вимоги якомога більшої автоматизації досліджень, з одного боку, та врахування специфічних особливостей аналізу процесів і станів, а також синтезу параметрів ББМ, – з іншого. На додаток цей підхід створює усі можливості розроблення, використання та інтеграції нових варіантів чисельних методів.

Як приклади успішного застосування розроблених методів та моделей можна навести: дослідження та оптимізацію форми бігових доріжок радіальних гідропередач танкових трансмісій; аналіз динаміки та оптимізацію проектно-технологічних параметрів бронекорпусів бронетранспортерів БТР-70УМ, БТР-80УМ, БТР-3Е; аналіз процесів впливу кінетичних, фугасних та кумулятивних боеприпасів на бронекорпуси та обґрунтування технічних рішень щодо підвищення захищеності бойових легкоброньованих машин типу БМП, БТР, БМД тощо.

Надалі запропонований підхід передбачається застосувати для забезпечення високих ТТХ вітчизняних легкоброньованих машин на етапах проектних досліджень і розробок, а також технологічної підготовки їх виробництва.

УДК 539.4.015:669

РОЗРОБЛЕННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ ІНТЕРКОНЕКТІВ ВОДНЕВИХ ПАЛИВНИХ КОМІРОК

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF MATERIALS PROPERTIES FOR HYDROGEN FUEL CELLS INTERCONNECTS

Андрій Івасишин, Вікторія Подгурська, Орест Осташ

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

The influence of technological environments of hydrogen fuel cell on the mechanical and physical properties of Crofer JDA alloy and composites based on the Ti_3AlC_2 MAX-phase have been investigated. It is established that Ti_3AlC_2 materials with 1% porosity have comparable to Crofer JDA electrical conductivity but higher strength and heat resistance and lower density. Based on these results they can be recommended for hydrogen fuel cell interconnects manufacturing.

Воднева паливна комірка (ПК), робота якої полягає у прямому перетворенні енергії хімічної реакції в електричну, є високоефективним і екологічно чистим джерелом енергії. Сучасні комірки працюють при температурах 600...800°C. Це накладає суттєві обмеження при виборі функціональних матеріалів та призводить до підвищення вартості ПК. Вони складаються з набору елементарних паливних комірок (пластин із шарами анода, твердого електроліту і катода), з'єднаних між собою інтерконектами.

Інтерконект має багатофункціональне призначення. Як каркас, в якому вмонтовано елементарну паливну комірку, його використовують для подачі високотемпературного газового середовища до анода (відновлювального) і катода (окиснювального), а також для відведення струму.

У доповіді запроновано використовувати в якості матеріалу для інтерконектів ПК композит на основі MAX-фази Ti_3AlC_2 , якому властиві високі електро- та теплопровідність, сумірний до електроліту коефіцієнт теплового розширення, висока жаростійкість та низька питома вага, що особливо важливо для аерокосмічного та автомобілебудівного призначення.

Композит на основі фази Ti_3AlC_2 , отриманий спіканням суміші порошків TiC , TiH_2 і Al у вакуумі. Він має порувату будову (22 %), в якій переважають зерна фази Ti_3AlC_2 . Після гарячого пресування спеченого матеріалу на основі фази Ti_3AlC_2 зерна істотно подрібнилися і зменшилися розміри пор. Поруватість знизилась до 1 %, а фазовий склад став таким: 89 мас.% Ti_3AlC_2 , 6 мас.% TiC , 5 мас.% Al_2O_3 . Додаткове легування ніобієм (3,5 мас.%) сприяє ще більшому подрібненню структурних елементів і зменшенню розмірів пор. Локальний спектральний аналіз засвідчив, що ніобій рівномірно розподілений в об'ємі матеріалу і присутній у всіх фазах матеріалу.

Встановлено, що композит на основі MAX-фази Ti_3AlC_2 має високу міцність і мало чутливий до впливу температури і середовища. При 20°C у повітрі значення σ_{bend} становить 535 МПа, а з підвищенням температури до 600°C воно незначно знижується і становить 490 і 500 МПа у повітрі і водні відповідно. Інша закономірність виявлена для композиту легovanого ніобієм: при 20°C у повітрі $\sigma_{bend} = 480$ МПа, що нижче порівняно з міцністю композиту без ніобію. Проте в цьому матеріалі з підвищенням температури до 600°C міцність зростає як у повітрі, так і водні.

Встановлено, що композит на основі MAX-фази Ti_3AlC_2 , додатково легований ніобієм, має вищу в 1,2 рази при 20°C і 1,5 – 2,0 рази при 600°C міцність і мало чутливий до впливу високої (600°C) температури і водню, на порядок нижчий приріст маси після витримання при 600°C упродовж 1000 год, в 1,7 рази меншу густину і сумірну електропровідність, ніж традиційно використовуваний сплав Crofer JDA, що дає підстави рекомендувати його для виготовлення інтерконектів водневої паливної комірки.

ù

СЕКЦІЯ 1
МЕХАНІКА РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ, ДІАГНОСТИКА І
ЦІЛІСНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ

УДК 621.9

ДОСЛІДЖЕННЯ ХОЛОДНОГО ПЛАСТИЧНОГО
ДЕФОРМУВАННЯ МЕТОДОМ ПОПЕРЕЧНОГО СТИСКАННЯ

RESEARCH THE COLP PLASTIC DEFORMATION BY TRANSVERSE
COMPRESSION METHOD

Петро Аксьом

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

*Cold plastic deformation was conducted under the scheme transverse
compression in a hydraulic press PММ-200, with a load of 6000 МПа.*

Холодне пластичне деформування (ХПД) проводилося за схемою поперечного стиснення (рис. 1), на гідравлічному пресі ПММ-200, з навантаженням у 6000 МПа. Суть методу полягає в наступному. Зразок розміщується між двох пуансонів, виготовлених з інструментальної сталі Х12Ф1.



Рис. 1. Схема поперечного холодного деформування (ХПД)

Після проведення ХПД, було досягнуто стиснення зразка на 44,3 – 53,5% та підвищення твердості на 34 – 66 %.

На відміну від інших методів (одновісного стискання, деформуючого протягування тощо), метод поперечного стиску дозволяє отримати рівномірну структуру та мікротвердість матеріалу по всій товщині зразків (рис. 2).

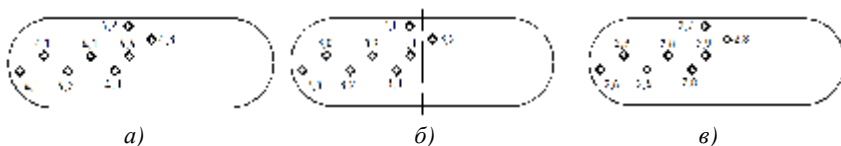


Рис. 2. Мікротвердість зразків із аустенітних сталей, H_p , ГПа, після поперечного стиснення: а – 12X15Г9НД, $\varepsilon = 44,3\%$; б – 08X18Н10, $\varepsilon = 46,0\%$; в – 40X13, $\varepsilon = 53,5\%$;

Після поперечного стискання, зразки були направлені для подальшої обробки різанням та повернення початкових властивостей термообробкою.

УДК 621.1

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗМАЩУВАЛЬНО- ОХОЛОДЖУВАЛЬНИХ РІДИН НА ОБРОБЛЮВАНІСТЬ ВИСОКОМІЦНИХ МЕТАЛІВ

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF LUBRICATING COOLANTS FOR PROCESSING HIGH-STRENGTH METALS

Олександр Балицький¹, Валерій Колесніков^{1,2}, Марія Гаврилук¹,
Яцек Еліаш³

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

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

³Західнопоморський технологічний університет,
al. Piastów, 17, 70310 Szczecin, Польща.

It has been investigated the effect of cutting fluids on the machining of high strength metals and determined the amount of hydrogen that enters from the lubricating fluids into the chip in the process of destruction of metal.

Дослідили вплив змащувально-охолоджувальних рідин (ЗОР) на оброблюваність роторних та бандажних сталей, що використовуються в енергетичній та інших галузях. Використали ЗОР, які синтезовані на базі: нафтової оливи далі ЗОР_н та соняшникової олії – ЗОР_с (патент № 89417), остання належить до екологічно чистих матеріалів. Дослідили зміну морфології стружки для різних сплавів та її залежність від кількості обертів при обробленні на токарному верстаті. Стружка зі зразків хромонікелевих та високоазотних (бандажних) сталей мала значно більші розміри, ніж з роторних. За допомогою профілографа виміряли шорсткість поверхні зразків. Встановили, що при застосуванні ЗОР_с шорсткість зменшується у 9 разів у порівнянні з точінням без застосування ЗОР. За допомогою аналізатора фірми Лесо визначили концентрацію водню та кисню в стружці (в зоні зламу) зі зразків бандажної сталі. Стружку відібрали при точінні на повітрі, з водою, ЗОР_с та ЗОР_н. Для аналізу використали зразки стружки масою біля 400 mg. Встановили, що у стружці, яка утворилась при використанні ЗОР_с кількість водню збільшилась у 2,25 рази у порівнянні зі стружкою, отриманою на сухо, а із ЗОР_н – аналогічно в 2,6 раз. Вплив кисню менш суттєвий (див. таблицю). Статистичне опрацювання результатів виконували з використанням програм Origin 9.0 та Excel.

Таблиця

Вплив мастильно-охолоджувальних рідин на концентрацію кисню та водню в стружці зі зразків бандажної сталі

Середовище	Кисень ppm	Водень ppm
Повітря	190	4,62
Вода	149	8,61
ЗОР _с	141	10,4
ЗОР _н	241	12,0

Це свідчить про протікання дифузійних процесів продуктів розкладу ЗОР у зоні різання. Таким чином, водень істотно впливає на оброблюваність металу під час механічної обробки.

УДК 539.3

ЗАСТОСУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ ДЛЯ ОЦІНЮВАННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ ПАРОПРОВОДІВ ТЕС

APPLICATION OF TECHNICAL DIAGNOSTIC PARAMETERS FOR
EVALUATION OF SERVICEABILITY TPP PIPELINES

Олександр Балицький¹, Ігор Ріпей², Василь Гарда²

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

²ВП «Галрменерго» ПАТ «ДТЕК Західенерго»,
вул. Козельницька, 15, м. Львів, 79026, Україна.

A review of the serviceability TPP pipelines essential for Energy is presented. Special attention is given to metallographic control method used for the evaluation of the microstructure. The estimate of the number of micropores and their orientation is an important criterion for determining steam pipelines serviceability.

На сьогодні більшість устаткування ТЕС України віпрацювало визначений термін. Щоб оцінити його роботоздатність визначають стан металу та з'ясовують необхідність проведення заміни. Особливо актуальною є проблема діагностування високотемпературних складових паропроводів, які працюють за умов повзучості.

Продовження терміну експлуатації паропроводів здійснюють за умов відсутності тріщиноподібних дефектів, незначного зниження механічних характеристик (міцнісних – на 30 МПа, ударної в'язкості – на 0,15 МДж/м²) від допустимого рівня, обмеженої величини залишкової деформації (повзучості) ($\leq 0,8\%$ від діаметра труби) та її швидкості ($\leq 0,8\%/10^5$ год).

Досвід експлуатації та пошкодження паропроводів, виготовлених з теплостійких сталей (12X1МФ, 15X1М1Ф), свідчать про те, що згини є найменш надійними їхніми складовими. Це зумовлено як конструкційно-технологічними особливостями виготовлення, так і динамікою змін структури та властивостей, експлуатаційним впливом на геометричні розміри, перерозподіл напружень тощо.

Загалом інтегральні характеристики міцності та пластичності металу паропроводів є малочутливими до деградаційних змін металу. Згідно з

типовою інструкцією граничний стан елементів в умовах повзучості характеризується сукупністю непрямих параметрів (залишкова деформація, рівень механічних властивостей, мінімальна величина овальності згинів). Жоден з них не є однозначним параметром стану металу.

Виявлено, що відношення $\sigma_B^{20^\circ\text{C}} / \sigma_B^{550^\circ\text{C}}$ має менший розкид значень, ніж межа міцності при робочій температурі. Це зумовлено тим, що труби, які міцніші за кімнатної температури, міцніші і за робочої. Межа міцності за робочої температури знижується під час тривалої експлуатації незалежно від вихідного рівня міцності. Міцніші у вихідному стані труби знеміцнюються швидше.

Важливе значення для прогнозування роботоздатності паропроводів має оцінка опору матеріалу крихкому руйнуванню. Простежено випадки анізотропії ударної в'язкості металу згинів з наявними тріщиноподібними дефектами. У цьому випадку ударна в'язкість зразків поперечної орієнтації була на порядок меншою за ударну в'язкість зразків поздовжньої орієнтації. Чітко виражена анізотропія за кімнатної температури свідчить про наявність субмікроскопічних і мікроскопічних пор. У цьому випадку ударна в'язкість на поперечних зразках суттєво знижується, тоді як на поздовжніх змінюється неістотно. Це пов'язано із зародженням та розташуванням мікродефектів.

Критеріями, за якими, насамперед, слід визначати придатність паропроводів до подальшої роботи, є нагромаджена під час експлуатації мікропошкоджувальність (як абсолютні розміри, орієнтація мікропор, так і їхня густина), сумарна залишкова деформація та швидкість повзучості, які інтегрально відтворюють зміни в металі протягом його експлуатації.

УДК 539.3

**ДОВГОВІЧНІСТЬ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ЗА УМОВ
МАЛОЦИКЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ З УРАХУВАННЯМ
ПОШКОДЖУВАНOSTI**

**DURABILITY OF STRUCTURE ELEMENTS AT LOW CYCLE
LOADING CONDITIONS WITH TAKING INTO ACCOUNT DAMAGE
PARAMETER**

Микола Бобир, Віктор Коваль

*Національний технічний університет «Київський політехнічний
інститут імені Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна.*

In the presented work the calculation method of structure elements durability based on energetic approach is presented. Curves of damage accumulation for a case of simple tension and cyclic loading are experimentally received. Makhutov-Neuber's approach of maximum stress and strain calculations in a concentration zone is modified.

Довговічність елементів конструкцій є одним з критичних параметрів, що оцінюється при проектуванні та експлуатації елементів конструкцій, які знаходяться в умовах циклічного навантаження. Як правило, для її визначення використовуються стандартні інженерні підходи, які беруть у розгляд умовну діаграму деформування, тим самим не враховуючи поступову зміну механічних характеристик матеріалу в процесі його тривалого напруження. Особливо це важливо з точки зору визначення напружено-деформованого стану в околі концентраторів напружень та деформацій, оскільки саме вони є найбільш вірогідними центрами зародження макротріщини. виправити цей момент можливо шляхом введення у розгляд деякого параметра, що дозволяє врахувати зміну механічних характеристик матеріалу в залежності від історії навантаження. В якості такого параметра Качановим Ю.М. та Работновим Л.М. було запропоновано взяти параметр пошкоджуваності, який у загальному випадку є мірою накопичення мікрODEфектів в об'ємі матеріалу.

У рамках представленої роботи, з точки зору простоти ведення розрахунків у рамках запропонованого інженерного методу, параметр пошкоджуваності було прийнято у вигляді скаляра, який визначався шляхом оцінювання деградації модуля пружності першого роду та через зміну питомого електроопору матеріалу. Для матеріалів Д16Т, ВТ 22, 18Х2Н4ВА, 15ХСНД, 07Х16Н6 були визначені криві, що характеризують кінетику накопичення пошкоджень для умов простого розтягу. На основі проведених експериментів встановлено, що в загальному випадку крива накопичення пошкоджень у матеріалі має три характерні ділянки, кожна з яких може бути охарактеризована певною аналітичною залежністю, що виступає функцією характеристик пластичності або накопиченої пластичної деформації. Встановлено, що явище накопичення пошкоджень спостерігається вже на рівні межі витривалості.

Для оцінювання напружено-деформованого стану в околі концентраторів був використаний модифікований підхід Махутова-

Нейбера, який базується на визначенні ефективних коефіцієнтів концентрації напружень та деформацій, що враховують параметр пошкодження. Визначені залежності, що пов'язують коефіцієнти зміцнення для умовної та ефективної діаграми деформування і дозволяють спростити розрахунки при використанні вищевказаного підходу. Для матеріалів, що розглядалися в рамках представленої роботи були побудовані відповідні криві коефіцієнтів концентрації напружень та деформацій, а також продемонстрована ефективність введення у розрахунок параметра пошкоджуваності.

Випадок циклічного навантаження було розглянуто на прикладі матеріалів Д16Т, 18Х2Н4ВА та 07Х16Н6. Для матеріалів, що знаходилися у стані циклічного зміцнення й циклічного знеміцнення експериментально отримані криві накопичення пошкоджень при циклічному навантаженні. Отримані в результаті експериментальних досліджень криві, що характеризують зміну коефіцієнта зміцнення та коефіцієнтів концентрації напружень і деформацій від кількості півциклів навантаження, також продемонстрували необхідність врахування параметра пошкоджуваності при розрахунках.

УДК 539.3

ВІДНОВЛЕННЯ ВАЛКІВ ПРОКАТНИХ СТАНІВ НАНЕСЕННЯМ ПОКРИТТЯ З ПОРОШКОВИХ ДРОТІВ З ПОДАЛЬШИМ ЗМІЦНЕННЯМ НАНЕСЕНОГО ШАРУ

RESTORATION OF THE ROLLING MILL ROLLS BY MEANS OF
COATING THEM WITH FLUX-CORED WIRES AND FURTHER
STRENGTHENING THE LAYER APPLIED

Володимир Гвоздецький¹, Роман Михальський²

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.

The paper presents some aspects of restoration of the rolling mill rolls by means of coating them with flux-cored wires and further strengthening the layer applied. Economic efficiency of the roll restoration was analyzed, the material for reconstruction was selected, the modes of coating and strengthening of the surface coated were thought over.

Прокатні стани досить широко використовуються на машинобудівних заводах для виробництва металевого профілю різних геометричних форм. Основною складовою прокатного стану є формувальні валки, які в процесі роботи піддаються циклічному механічному впливу, що в подальшому призводить до зношування формувальної поверхні. В свою чергу, знос унеможливує отримання профілю потрібних геометричних форм, а отже, призводить до повної зупинки технологічного процесу з подальшою заміною зношених валків на нові.

У результаті аналізу техніко-економічних показників заміни валків на нові, їхніх геометричних форм, матеріалу з якого вони виготовлені, умов їх роботи та зношування, встановлено, що більш економічно доцільним буде не повна заміна прокатних валків, а відновлення зношеної поверхні за допомогою процесу наплавлення покриття з порошкового дроту з подальшим зміцненням наплавленого шару за допомогою електроіскрової обробки. В якості порошкового дроту для відновлення був запропонований дріт ФМІ-2 з модифікованим хімічним складом, для покращання зносостійкості покриття, а також вибрані режими наплавлення та електроіскрової обробки.

Підібраний електродний матеріал та режими його наплавлення з наступною електроіскровою обробкою зможуть забезпечити підвищення ресурсу робочої поверхні валків, що покращить техніко-економічні показники підприємства.

УДК 539.3:624.073.12

ОПТИМІЗАЦІЯ ФОРМИ ДНИЩА ЗМІННОЇ ТОВЩИНИ ДЛЯ ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕЗЕРВУАРА

OPTIMIZATION OF VARIABLE FORMS BOTTOM THICKNESS FOR CYLINDRICAL TANKS

**Олександр Дашенко, Юрій Хомяк, Євгенія Науменко,
Олександр Можаренко**

*Одеський національний політехнічний університет
пр. Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна.*

To reduce the stresses occurring in the wall joint unit and the tanks bottom, working under the internal pressure, is proposed a share of the bottom material from the less loaded central zone to displace to the periphery.

Максимальне напруження у вузлі з'єднання плоского днища зі стінкою циліндричного резервуара, навантаженого внутрішнім тиском, може перевищувати напруження в центрі днища на порядок. Пропонується частину матеріалу з менш навантаженої центральної зони днища перемістити до його периферії так, що товщина днища стане змінною в радіальному напрямку.

Залежність товщини плоского круглого днища від радіуса r в досить загальному випадку може бути представлена функцією Гауса. При фіксованому об'ємі днища V_0 ця залежність має вигляд:

$$d(x) = \frac{V_0}{pa^2} \cdot \frac{n}{6[1 - \exp(-n/6)]} \exp\left(-\frac{nx^2}{6}\right),$$

де $x=r/a$ – відносна радіальна координата.

Наприклад, в окремому випадку, при формі радіального перетину днища з параметром $n = -8$, товщина в центрі зменшується на 52% і збільшується на контурі на 81% порівняно з днищем сталої товщини.

Диференціальне рівняння осесиметричного вигину круглої пластини змінної товщини відносно кута повороту φ нормалі до серединної поверхні має другий порядок [1]:

$$\frac{d^2f}{dx^2} + \left(\frac{1}{x} - nx\right) \frac{df}{dx} - \left(\frac{1}{x^2} + mn\right) f = -\bar{p}x \exp\left(\frac{nx^2}{2}\right), \quad (1)$$

де $\bar{p} = 6(1 - \mu^2)pa^3 / E\delta_0^3$ – безрозмірний коефіцієнт; E , μ – модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу пластини; p – інтенсивність рівномірно розподіленого навантаження.

Розв'язок рівняння (1) отримано у вигляді

$$f(x) = 0,5C_1nx \cdot M(0,5(1+m), 2, 0,5nx^2) + f_0.$$

де $M(a, b, t)$ – функція Куммера, $f_0 = -\frac{\bar{p}x}{(3-m)n} \exp(0,5nx^2)$ – частинний розв'язок.

З умов спільності деформацій визначено згинальний момент, що виникає у вузлі з'єднання стінки корпусу (товщина h) з днищем:

$$M_0 = \frac{\bar{p}b \left[k_1 D_1 (1 - D_0 n^{-1}) \exp(0,5n) + (3-m)(1-0,5m)(2b)^{-2} p \right]}{(3-m)(0,5 - k_1 a b n)},$$

$$\text{де } \beta = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{a^2 h^2}}; D_0 = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}; k_1 = \frac{D_0}{D_1(1)} \cdot \frac{n}{2k_0 + n^2 - 2\mu};$$

$$D_1(1) = \frac{E\delta(1)^3}{12(1-\mu^2)}; k_0 = M_1(1)/M_2(1);$$

$$M_1 = M(\lambda, 2, n/2); M_2 = 2\lambda \cdot M(\lambda+1, 2, n/2); \lambda = (1+\mu)/2.$$

Виконано аналіз впливу параметра n на розподіл згинального моменту, що виникає у днищі циліндричного корпусу за дії внутрішнього тиску. Наведено приклад розрахунку, в якому встановлено, що згинальний момент M_0 має мінімальне значення при $n = -5,3$.

1. Хомяк Ю.М., Тишгам Г.Ж. Розв'язок задачі вигину круглої пластини змінної товщини з використанням функцій Уиттекера // Моделирование в прикладных научных исследованиях. – Одесса: ОНПУ, 2015. – Вып. 23. – С. 79-80.

УДК 539.3

ГАРМОНІЧНІ КОЛИВАННЯ МАСИ У ПОЛІ СИЛИ ДРОБОВОГО ОПОРУ

HARMONIC OSCILLATIONS OF MASS IN THE FIELD OF FRACTIONAL RESISTANCE FORCE

Уляна Демешин, Іван Шацький

*Івано-Франківський відділ Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Микитинецька, 3, м. Івано-Франківськ, 76002, Україна.*

The harmonic oscillations of the pointed mass in the field of fractional resistance force described during the fractional time derivative of displacement has been investigated.

Досліджуються закономірності коливального руху точкової маси в полі відновлювальної сили дробового опору, яка описується фрактальною похідною за часом від переміщення. Рух маси на періоді, збурений гармонічною за часом силою, визначається неоднорідним диференціальним рівнянням другого порядку з молодшою дробовою похідною [1] без початкових умов:

$$mD^2x + bD^a x = p \sin wt, \quad 0 \leq a \leq 1.$$

Періодичний розв'язок задачі динаміки сконструйовано у вигляді:

$$x(t) = A \sin(\omega t + f); A = \frac{p}{b\omega^a \sqrt{1 - \left(\frac{b}{m} \omega^{2-a}\right) \cos \frac{ap}{2} + \left(\frac{b}{m} \omega^{2-a}\right)^2}},$$
$$f = \arctg \frac{\sin \frac{ap}{2}}{\cos \frac{ap}{2} - \frac{m}{b} \omega^{2-a}}.$$

Детально досліджено амплітудно-частотні та фазо-частотні характеристики системи, залежні від параметра a .

У часткових випадках $a = 0$ та $a = 1$ отримано результати для класичного осцилятора та для ідеально в'язкого демфера відповідно.

1. Podlubny I. Fractional differential equations. – San Diego: Academic Press, 1999. – 368 p.

УДК 539.3

МЕТОДИ І ЗАСОБИ ДІАГНОСТУВАННЯ КОРОЗІЇ ПІДЗЕМНИХ ТРУБОПРОВІДІВ

METHODS AND MEANS FOR DIAGNOSING CORROSION OF UNDERGROUND PIPELINES

Роман Джала, Богдан Вербенець, Мар'ян Мельник

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

Non-contact method of measuring currents and contact method of measuring the potential on removing ohmic component in the complex allow to determine the parameters of corrosion of underground pipelines. For measurements developed aparaturu BVC and VPP. The use of GPS significantly facilitates diagnostic inspection of pipelines.

Корозія підземних трубопроводів (ПТ) часто призводить до їх пошкодження з втратами транспортованих продуктів і важкими екологічними наслідками, є основним чинником, від якого залежить тривалість придатності до безаварійної експлуатації трубопровідних систем. Діагностичні обстеження ПТ традиційно проводять контактними

електрометричними методами, основними недоліками яких є трудомісткість забезпечення достатньої кількості надійних контактів вимірювача (вольтметра) з металом ПТ і ґрунтом та локальний характер контролю. Ці недоліки усуваються застосуванням безконтактних методів [1], серед яких достатньо широко використовують лише безконтактні методи і засоби пошуку й визначення розміщення ПТ (трасошукачі) та вимірювачі глибини залягання ПТ. Безконтактні вимірювання струмів (БВС) дають суттєво нову інформацію про стан протикорозійного захисту (ПКЗ) – ізоляції і катодної поляризації.

На основі проведених у ФМІ НАН України теоретичних та експериментальних досліджень розвинуто метод і створено апаратуру БВС, розроблено систему комплексних діагностичних обстежень і контролю ПКЗ ПТ. Метод БВС дає змогу оперативного обстежувати і контролювати стан ПКЗ на різних гілках і ділянках ПТ, виявляти аномалії витрат струму та місця незадовільної ізоляції ПТ, в яких першочергово слід проводити деталізаційні обстеження.

Метод одночасних вимірювань постійних і змінних електричних напруг дає значення поляризаційного потенціалу (з вилученням омичного складника), який вважають основним критерієм для контролю електрохімічного захисту металу від корозії в електропровідному середовищі. Реалізація цього методу в апаратурі ВПП дає можливість додатково використовувати її для пошуку пошкоджень ізоляції ПТ як на змінному струмі (за відомим методом Пірсона), так і за різницею потенціалів (методом градієнта) на поверхні ґрунту.

Застосування у створеній апаратурі БВС-К модуля системи глобального позиціонування GPS забезпечує автоматичну фіксацію географічних координат і часу вимірювань струму і глибини залягання ПТ, що істотно полегшує опрацювання і документування результатів обстежень. За координатами визначаємо віддалі між вимірами струму, що потрібно для обчислень густини витрат вимірюваного зондувального (змінного) струму, його зникання та перехідного опору «труба – земля» на різних ділянках ПТ. БВС у комплексі з ВПП дають змогу додатково визначати розподіли густини сталої компоненти струму катодного захисту УКЗ, питомого опору ґрунту, що оточує трубопровід (агресивності середовища), та питомого опору захисної ізоляції на різних ділянках для визначення потреб і обсягів ремонту з метою запобігання пошкоджень і продовження термінів експлуатації ПТ.

1. Джала Р. М., Вербенець Б. Я. Електромагнетний метод і засоби безконтактних обстежень протикорозійного захисту підземних трубопроводів // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2011. – Том 47, № 2. – С. 117-125. (Electromagnetic

method and procedures of nondestructive inspection of the corrosion protection of underground pipelines // Materials Science: Volume 47, Issue 2 (2011), P. 245-254.)

УДК 621.791

ДОСЛІДЖЕННЯ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТЕХНОЛОГІЇ ЗВАРЮВАННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ ВИСОКОМІЦНИХ СТАЛЕЙ

INVESTIGATION SPECIAL FEATURES TECHNOLOGY OF HIGH- STRENGTH STEELS WELDING

Андрій Дзюбик, Роман Палаш, Іван Хомич, Олександр Яринич

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

Are suggested features for manual arc welding of medium-alloyed high-strength steels for special purposes. It is proved that for providing an expected technological strength and fracture toughness is necessary to apply a complex effect on the weld. It is advisable to schedule after welding average heat treatment and special technological methods of electrode manipulation. The results meet the set objectives.

Сучасні реалії потребують ефективних технологічних рішень щодо забезпечення заданої технологічної міцності зварних з'єднань високоміцних сталей. Ремонт спеціальної техніки часто виконується в польових умовах, обираючи малопродуктивний ручний дуговий спосіб зварювання через його універсальність. Тому важливо оперативно забезпечити якісний технологічний процес. Здебільшого розглянуті матеріали належать до класу середньолегованих особливо високоякісних сталей з додатковим термомеханічним обробленням. При їх зварюванні, під дією термічного циклу, виникають холодні тріщини. Це зумовлено формуванням несприятливих структур гартування; часто – значною товщиною елементів; їх концентрованим нагріванням; відмінністю хімічного складу шва від навколошовних ділянок; недостатнім усуненням водню із зони зварювання тощо. Тому важливим та актуальним є дослідження особливостей технології зварювання задля отримання з'єднань з достатньою тріщиностійкістю та міцністю.

Нами досліджувалися стикові зварні з'єднання елементів товщиною 8 мм зі спеціальної високоміцної сталі з таким вмістом хімічних

елементів: вуглецю – до 0,339 %, кремнію – 0,281 %, марганцю – 0,329 %, хрому – 1,79 %. Також присутнє мікролегування кобальтом, молібденом, ванадієм та вольфрамом. Гарячі тріщини в цьому випадку малоімовірні через досить високу металургійну якість металу: вміст сірки та фосфору не перевищив 0,002 %.

Мікроструктуру зразків досліджували на мікрошліфах після хімічного контрастування 4 % розчином азотної кислоти в етиловому спирті на металографічному мікроскопі, за збільшення 75...500 разів. Для досліджень застосували зразки без термічної обробки та зразки з низьким (200 °С); середнім (400 °С) та високим відпуском (600 °С). Твердість (за шкалою Вікерса) вимірювали в різних ділянках зварного з'єднання: основного металу (ОМ); зони термічного впливу (ЗТВ) та шва (ЗШ).

Зварювали ручним дуговим способом електродами марки НИИ-48Г, які забезпечують формування аустенітної структури шва. Було застосовано V-подібне розроблення крайок та конструктивні елементи з'єднання згідно з нормативними документами.

Результати досліджень показали, що зразки без термічного оброблення мають такі властивості: ОМ – 200...206 HV (бейнітна структура); ЗШ – 192...206 HV в усіх зразках; у ЗТВ формується пакетний мартенсит з кращими механічними властивостями та вищою тріщиностійкістю, ніж у голчатої структури. У з'єднаннях без термічного оброблення твердість різних ділянок ЗТВ знаходиться в межах 322...421 HV (і навіть сягає 460 HV).

Відпуск при температурі 200 °С виявився недостатнім: твердість металу ЗТВ (для різних ділянок) – 350... 380 HV, а в зоні сплавлення – до 460 HV. Середній відпуск зменшив твердість ЗТВ до 310...320 HV. Високий відпуск зумовив іє зменшення твердості металу ЗТВ: до 284...297 HV. Мікроструктурний аналіз встановив присутність сорбіту або трооститу відпуску.

Отже, для забезпечення тріщиностійкості зварних з'єднань розглянутої сталі, рекомендовано виконувати середній відпуск. Підвищення енергоефективності можна досягти за використання технологічних прийомів зварювання, що забезпечать додаткове «автопідігрівання» з'єднань: зворотньоохідчастий спосіб, поперечною гіркою, каскадне зварювання тощо.

УДК 539.3

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВІДСУТНОСТІ НАПРУЖЕНЬ, ВИКЛИКАНИХ НЕСТАЦІОНАРНИМ ТЕМПЕРАТУРНИМ ПОЛЕМ, У

НЕОДНОРІДНОМУ ЗА ТОВЩИНОЮ БЕЗМЕЖНОМУ ЦИЛІНДРІ УМОВАМИ ТЕПЛООБМІНУ

ENSURING THE ABSENCE OF THERMAL STRESSES INDUCED BY
NONSTEADY THERMAL FIELD IN NONHOMOGENEOUS IN
THICKNESS INFINITE ELASTIC HOLLOW CYLINDER DUE TO HEAT
EXCHANGE CONDITIONS

Богдан Калиняк

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

The method to determine the relations under nonsteady temperature field and thermo-mechanical characteristics of the material, providing zero stress components in the inhomogeneous long hollow cylinder has been proposed. The exact analytical solution of the Fredholm integral equation of the second kind relative to the temperature obtained by reducing of corresponding non classical quasistatic uncoupled thermo-elasticity problem has been obtained. The possibilities to provide zero stresses using conditions of heat exchange were investigated.

Отримано вираз для температурного поля $T(\rho, t) = \frac{C(t)}{\alpha(\rho)} + T_0$, який

є умовою відсутності напружень у циліндрі, якщо силові навантаження дорівнюють нулеві, а температурне поле – нестационарне. Цей вираз отриманий з інтегрального рівняння Фредгольма 2-го роду стосовно радіальних напружень [1], до розв'язування якого зведена незв'язана задача термопружності у напруженнях у неоднорідному за товщиною порожнистому циліндрі. Він повинен бути розв'язком нестационарного рівняння теплопровідності, коли відомі розподіл температури у початковий момент часу та умови теплообміну на поверхнях. Тому що вираз для температури містить тільки одну величину, залежну від часу, для забезпечення рівності нулеві компонент тензора напружень умови теплообміну на двох поверхнях повинні бути залежними, а початковий розподіл температури та умови на поверхнях узгоджені у початковий момент часу. Отриманий вираз вказує на можливості забезпечення відсутності напружень джерелами тепла, умовами теплообміну та підбором характеристик матеріалу для різних відомих умов теплообміну.

Проведені числові розрахунки для порожнистого циліндра, виготовленого з реально існуючого функціонально градієнтного матеріалу, вказують на можливість забезпечити відсутність напружень за рахунок заданої зміни в часі умов теплообміну на його поверхні в процесі охолодження.

Аналогічні результати у випадку стаціонарного температурного поля отримані в [2].

1. Kalynyak B. Fredholm Equations of the Second Kind for Radial Stresses Aimed at the Determination of the Thermoelastic State of an Inhomogeneous Hollow Long Cylinder//Journal of Mathematical Sciences. – 2015, Vol. 205, No. 5, March. – P.659–666. 2. Калиняк Б. М. Забезпечення нульових радіальних напружень у неоднорідному довгому порожнистому циліндрі стаціонарним температурним полем // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2016. – № 1. С. 91 – 97.

УДК 539.3

**ЛОКАЛЬНО ГРАДІЄНТНА ЕЛЕКТРОТЕРМОМЕХАНІКА
НЕФЕРОМАГНІТНИХ ПОЛЯРИЗОВНИХ ТІЛ ЗА УРАХУВАННЯ
ЛОКАЛЬНОГО ЗМІЩЕННЯ МАСИ ТА ЕЛЕКТРИЧНИХ
КВАДРУПОЛЬНИХ МОМЕНТІВ**

**LOCAL GRADIENT ELECTROTHERMOMECHANICS OF
NONFERROMAGNETIC POLARIZED SOLIDS TAKING INTO ACCOUNT
THE LOCAL MASS DISPLACEMENT AND ELECTRIC QUADRUPOLES**

Василь Кондрат¹, Ольга Грицина²

*¹Національна академія сухопутних військ
імені гетьмана Петра Сагайдачного,*

вул. Героїв Майдану, 32, м. Львів, 79012, Україна;

*²Центр математичного моделювання Інституту прикладних проблем
механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Дж. Дудаєва, 15, м. Львів, 79005, Україна.*

We obtained fundamental equations for nonferromagnetic polarized thermoelastic solids in which the electric quadrupoles and local displacement of mass were taken into account. As a result of such accounting we obtain nonlocal (gradient type) constitutive equations. We apply the linear equations governing the motion of polarized solids within the framework of this theory to investigation of surface and size phenomena.

За використання методів термодинаміки незворотних процесів, механіки та електродинаміки суцільних середовищ сформульовано замкнену систему співвідношень моделі локально градієнтної електротермомеханіки поляризованого неферомагнітного тіла. Отримання рівнянь моделі ґрунтується на врахуванні потоків маси і електричного заряду, зумовлених структурними змінами матеріалу. Прийнято, що потік заряду (поляризаційний струм) спричинений часовою зміною як дипольного, так і квадрупольного електричних моментів. Потік маси (неконвективної та недифузійної природи) зумовлений часовою зміною вектора локального зміщення маси (масового дипольного моменту). Наслідком такого врахування є модифікація тензора напружень, виникнення у рівнянні руху додаткової масової сили нелінійного характеру, а також розширення фазового простору параметрів стану трьома додатковими парами спряжених параметрів: питомою густиною наведеної маси та модифікованим хімічним потенціалом, вектором локального зміщення маси та градієнтом модифікованого хімічного потенціалу, тензором електричного квадрупольного моменту та градієнтом вектора напруженості електричного поля. Таке розширення простору параметрів стану привело до нелокальних рівнянь стану.

Встановлено, що отримана система співвідношень, на відміну від класичної електротермомеханіки, враховує електромеханічну взаємодію у рівняннях стану і для матеріалів високої симетрії (для прикладу, ізотропних). Розроблена математична модель описує також флексо-електричний, термополяризаційний та піроелектричний ефекти, які теж не охоплює класична теорія. За використання сформульованої системи рівнянь для лінеаризованого наближення отримано аналітичні розв'язки задач про стаціонарний стан ізотропних півбезмежного тіла та шару за відсутності зовнішньої дії. На цій основі досліджено параметри приповерхневої неоднорідності електромеханічних полів у цих об'єктах. Одержано та проаналізовано також вирази для поверхневої енергії деформації. Показано, що розроблена модель дозволяє описувати приповерхневі та масштабні ефекти. Зокрема, проаналізовано вплив масштабного ефекту на електричні характеристики матеріалу.

УДК 534.1(075.8)

**ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ НАДЗЕМНОЇ ДІЛЯНКИ
МАГІСТРАЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДУ З ЛОКАЛЬНИМИ
ОСЛАБЛЕННЯМИ**

INVESTIGATION OF THE STABILITY OF UNDERGROUND PIPELINE
WITH LOCAL WEAKENED

Ольга Кунта

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

The mathematical model of stress-strain state and generalized algorithm for calculating the stability of straight overground station pipeline that is under the influence of temperature effects, taking into account local weakened pipes and interaction of underground pipeline with elastic foundation are built. The influence of compliance weakened zones pipe, temperature and soil compliance to stability aboveground pipeline is investigated.

Для забезпечення працездатності надземних ділянок магістральних трубопроводів постає потреба їх розрахунку на стійкість. Класичні задачі стійкості довгомірних однопрогонових і багатопрогонових систем зводяться до знаходження критичного навантаження на основі аналізу фундаментальних розв'язків диференціальних рівнянь зігнутої осі стрижня. У випадку дослідження стійкості надземних ділянок магістральних трубопроводів задача істотно ускладнюється, оскільки поздовжнє зусилля в трубі залежить не лише від перепаду температури навколишнього середовища та від сонячного випромінювання, а й від особливостей деформування підземних частин трубопроводу та їх взаємодії з надземною частиною. Крім цього, важливим чинником втрати стійкості трубопроводу можуть бути його локальні ослаблення, що виникають у процесі старіння матеріалу труби, зокрема, виявлені в останні роки випадки макророзшарування трубної сталі з виходом на поверхню. Отже, у нинішній час виникає гостра необхідність розроблення строго обґрунтованої математичної моделі і узагальненого алгоритму комп'ютерного розрахунку на стійкість надземних ділянок магістральних трубопроводів як багатопрогонових конструкцій з урахуванням особливостей їх закріплення, дефектів матеріалу, а також дії технологічних навантажень та температурних впливів.

У даній праці пропонується математична модель напружено-деформованого стану та узагальнений алгоритм розрахунку на стійкість прямолінійної надземної ділянки магістрального трубопроводу з урахуванням температурних впливів, локальних ослаблень труби та взаємодії підземної частини трубопроводу з пружною основою. Довгомірна оболонкова конструкція розглядається як балка

С. Тимошенка. Взаємодія підземних частин труби з ґрунтом враховується із застосуванням моделі пружної основи Вінклера або моделі Пастернака. Комп'ютерний алгоритм розрахунку надземної ділянки магістрального трубопроводу на стійкість побудований із застосуванням матричного методу початкових параметрів. Приділяється увага визначенню податливості ослаблених зон трубопроводу із застосуванням методу скінченних елементів та наводяться результати досліджень механічних властивостей матеріалу в місцях макророзшарування стінки труби.

На основі результатів комп'ютерної симуляції обґрунтовується довжина підземних частин труби, деформування яких потрібно брати до уваги у розрахунках магістральних трубопроводів на стійкість. Досліджується вплив діаметра і товщини стінки трубопроводу, перепадів температури, податливості труби в ослаблених місцях, а також податливості ґрунту на стійкість надземної ділянки трубопроводу. Аналізується також вплив деформацій зсуву на критичні навантаження механічної системи. Розроблене математичне і програмне забезпечення можна застосовувати для виконання проектних розрахунків магістральних трубопроводів у процесі їх створення або модернізації відповідно до нормативних вимог.

УДК 539.3

**ВПЛИВ ПОДАТЛИВОСТІ ДО ТРАНСВЕРСАЛЬНИХ
ДЕФОРМАЦІЙ ТА УМОВ ЗАКРІПЛЕННЯ ТОРЦІВ РІВНОМІРНО
НАГРІТОЇ ПЛАСТИНИ-СМУГИ НА ЇЇ ДЕФОРМАТИВНІСТЬ ТА
НАПРУЖЕНИЙ СТАН**

**INFLUENCE OF PLIABILITY TO TRANSVERSAL DEFORMATIONS AND
CONDITIONS OF FIXING EDGES OF UNIFORM HEATED PLATE-STRIP
ON ITS DEFORMABILITY AND STRESS STATE**

Михайло Марчук^{1,2}, Віра Пакош¹, Володимир Харченко³

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

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

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

The relationship of refined thermoelasticity theory of plates-strips is obtained. The uniformly heated plate-strip with hinge fixing along lower elongated ribs of ends and with rigidly fixed ends is considered. On the basis the analytical solutions the quantitative evaluation of the impact of type the boundary conditions and parameters of pliability to the transversal shear and compression on the deformability and calculating temperature stress is executed.

Тонкостінні елементи пластинчатого типу з армованих композитів на полімерній основі є досить поширеними навантаженими складниками відповідальних конструкцій різноманітного цільового призначення, котрі піддаються впливу інтенсивних температурних полів [6]. Це зумовлено їхніми високими питомими міцнісними характеристиками та нижчою, в порівнянні з традиційними матеріалами, матеріалоемністю. Для оцінювання надійності вказаних елементів в експлуатаційних умовах поряд з розрахунком на дію силових навантажень потрібно також враховувати їхню реакцію на вплив температурних полів.

Для випадку традиційних ізотропних матеріалів термопружний стан вказаних об'єктів детально досліджений на основі класичної теорії пластин [3, 4, 6]. Праці [1, 2] містять результати досліджень впливу податливості до трансверсального зсуву. Однак елементи конструкцій із сучасних композитів, крім вказаної властивості, мають значну податливість також до трансверсального стиснення [5].

Заропонована доповідь присвячена отриманню співвідношень термопружності уточненої теорії пластин – смуг, що дають можливість врахувати вплив податливості до трансверсальних деформацій як зсуву, так і стиснення. Розглянуто випадок шарнірного закріплення вздовж нижніх видовжених ребер торців пластини – смуги та жорсткого защемлення торців при рівномірному розподілі температури. Отримано аналітичні вирази для характеристик термопружного стану. Виконано кількісну оцінку впливу типу граничних умов і параметрів податливості до трансверсальних зсуву та стиснення на деформативність і розрахункові температурні напруження.

1. Пелех Б.Л. Теория оболочек с конечной сдвиговой жесткостью. – Киев: Наук. думка, 1973. – 248 с. 2. Пелех Б.Л., Марчук М.В. Обобщенная нелинейная теория термоупругих оболочек с учетом трансверсальных деформаций // Температурные задачи и устойчивость пластин и оболочек. Межвузовский науч. сб. – Саратов: Изд-во СГУ, 1988. – С. 6 – 8. 3. Подстригач Я. С., Швец Р. Н. Термоупругость тонких оболочек. – К.: Наук. думка, 1978. – 344 с. 4. Подстригач Я.С., Коляно Ю.М. Обобщенная термомеханика. – Киев: Наук. думка, 1976. – 310 с. 5. Christensen, R.M. Mechanics of composite materials. – New York: J. Wiley & Sons,

1979. – 348 p. 6. *Encyclopedia of Thermal Stresses / Hetnarski, R.B. (ed.). – Springer, 2014. – Vol. 1 – Vol. 11.*

УДК 539.3

**ДОСЛІДЖЕННЯ СТРУКТУРНИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ У ЗОНІ
ТЕРМІЧНОГО ВПЛИВУ ПІД ЧАС ЗВАРЮВАННЯ
НИЗЬКОЛЕГОВАНОЇ СТАЛІ**

INVESTIGATION OF STRUCTURAL CHANGES IN THERMAL
INFLUENCE AREA DURING THE WELDING OF LOW ALLOY STEELS

Володимир Палаш, Ігор Назар, Іван Хомич, Володимир Петрів

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

The article considered structural transformation in the heat-affected zone in low-alloy steel samples welding by using simulators, heated to different temperatures. The results were used to develop repair welding technology of pipelines ring joints.

Низьколегована сталь 13Г1СУ широко використовується при спорудженні магістральних газо- та нафтопроводів. Основним технологічним процесом при їх ремонті є електродугове зварювання, якість якого значною мірою визначається тими структурними перетвореннями, які відбуваються у зварному з'єднанні, зокрема, у різних ділянках зони термомодеформаційного впливу. Одним з методів дослідження впливу режиму зварювання на характер таких перетворень є використання зразків-імітаторів, у яких відтворюються термічні цикли, що можуть спостерігатися під час реального зварювання.

Зразки, що імітували різні ділянки ЗТВ, отримували нагріванням пластин зі сталі 13Г1СУ до температур 750, 920, 1100 і 1300⁰С та наступним охолодженням відповідно до термічних циклів, що існують під час зварювання в середовищі захисних газів, під шаром флюсу та ручному дуговому. При цьому швидкість охолодження в інтервалі температур (600...500)⁰С знаходилася в досить широких межах – (95...1,5) град/с. Мікроструктурне дослідження виготовлених зі зразків мікрошліфів проводили за допомогою оптичного мікроскопа за стандартною методикою за різних збільшень, а також, в окремих випадках – для

ідентифікації структурних складових заміряли їхню мікротвердість на приладі ПМТ-3.

Мікроструктурний аналіз показав, що термічний цикл певним чином впливає на характер мікроструктурних перетворень у сталі 13Г1СУ. При температурі нагрівання 750°C , що відповідає при зварюванні ділянці неповної перекристалізації, кінцева структура є ферито-перлітною сумішшю, досить неоднорідною за величиною зерен. Продукти розпаду аустеніту тут змінюються від перліту, при малих швидкостях охолодження, до трооститу та бейніту – при швидкостях, більших за 40 град/с. Феритна фаза тут відносно крупнозерниста, а кількість її не залежить від швидкості охолодження і становить за об'ємом $40...45\%$. У випадку зразків, що нагрівалися до 920°C (що відповідає ділянці нормалізації) мікроструктура досить дрібнозерниста і складається із суміші феритної та бейнітної фаз і перлітної складової різного ступеня дисперсності, що відповідає перлітній, сорбітній та трооститній структурам. Зі зростанням швидкості охолодження збільшується кількість бейніту та троститу і зменшується вміст фериту. При температурах нагрівання 1100°C і особливо – 1300°C , що відповідає ділянці перегріву, структура стає досить крупнозернистою і в ній, крім вже зазначених структурних складових, присутній мартенсит, вміст якого при швидкості охолодження 90 град/с складає $60...70\%$, а при малих швидкостях спостерігається утворення відманштетової структури.

Отримані результати були використані при розробленні технології ремонтного зварювання кільцевих стиків магістральних трубопроводів.

УДК 539.3

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ПОПЕРЕДНЬО НАПРУЖЕНОЇ ТОВСТОЇ ПЛИТИ ТА ЖОРСТКОГО ШТАМПА СКЛАДНОЇ КОНФІГУРАЦІЇ

**CONTACT INTERACTION OF PRELIMINARY STRESSED THICK
PLATE AND HARD PUNCH OF COMPLEX SHAPE**

Олег Панчук, Борис Шелестовський

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001, Україна.*

In the paper the solution of axisymmetric contact problem on pressure of punch of a complex shape punch on an elastic isotropic semi-space taking into account preliminary stresses is presented. The function of contact stresses distribution and displacements for the plane boundary of semi-space were developed. The influence of initial stresses on the distribution of contact stresses under the punch has been analyzed.

Розрахунок міцності елементів конструкцій та механізмів є одним з найважливіших етапів у процесі їхнього проектування. Для визначення міцності та витривалості необхідним є обчислення контактних деформацій і напружень при взаємодії жорстких штампів та пружних тіл з наявними початковими деформаціями, які можуть істотно впливати на розподіл контактних напружень та форму площадки контакту. Розв'язання задачі з врахуванням початкових напружень у тілах вимагає застосування апарату нелінійної теорії пружності. Проте, при досить великих значеннях початкових напружень, достатнім є використання лінеаризованого варіанту.

У роботі наведено розв'язок осесиметричної задачі про тиск жорсткого штампа на попередньо напружену товсту плиту, що моделюється півпростором. Штмп складається з двох частин, жорстко з'єднаних між собою (рис. 1). Перша утворена внаслідок обертання навколо спільної осі двох віток парабол, спряжених у вершинах відрізком прямої, перпендикулярної до осі обертання. Друга – внаслідок обертання ще однієї вітки параболі, вершина якої спряжена з віссю обертання перпендикулярним до неї відрізком. Вершини всіх трьох парабол лежать на одній прямій, перпендикулярній до осі обертання.

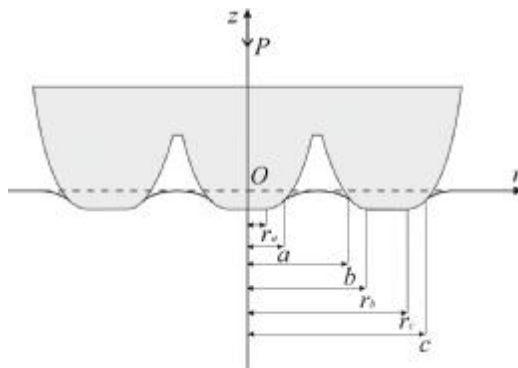


Рис. 1. Розрахункова схема

Осі парабол паралельні до спільної осі обертання, що збігається з лінією дії сили P . Штамп втискується в півпростір поступально, без обертання і тертя. Усі співвідношення, що описують напружено-деформований стан півпростору з початковими напруженнями, наведені у рамках лінеаризованої теорії пружності. Системи парних та потрійних інтегральних рівнянь, що отримуються після задоволення граничних умов, розв'язуються за допомогою подання шуканих функцій у вигляді частинних сум ряду за лінійними комбінаціями функцій Бесселя з невідомими коефіцієнтами та подальшим отриманням скінченних систем лінійних алгебраїчних рівнянь для їх відшукування.

Аналіз отриманих функцій розподілу контактних напружень та вертикальних переміщень точок граничної площини півпростору дає можливість стверджувати, що наявність залишкових деформацій призводить до зміни глибини втискання штампа у півпростір, і, як наслідок, до зміни ділянки контакту та абсолютної величини контактних напружень. Зокрема, при наявності у пружному півпросторі розтягуючих деформацій, площа контакту збільшується, а контактні напруження є меншими, ніж у випадку, коли початкові деформації відсутні. Наявність у півпросторі залишкових деформацій стиску, в свою чергу, спричиняє розширення ділянки контакту, зменшення абсолютного значення контактних напружень і збільшення вертикальних переміщень.

УДК 539.3

ВПЛИВ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ НА ВТОМНЕ РУЙНУВАННЯ І ЗАЛИШКОВИЙ РЕСУРС МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ З КІЛЬЦЕВИМИ ЗВАРНИМИ З'ЄДНАННЯМИ

INFLUENCE RESIDUAL STRESSES ON STRENGTH OF WELDED SHELL MACHINE-BUILDING STRUCTURES WITH LONGITUDINAL SURFACE CRACKS IN THE ZONE OF THE WELD

Юрій Пороховський

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

The concept of effective scale stress intensity factor to the value of closing cracks Influence of residual stresses on the durability of pipeline with an outer surface crack in the weld seam. A system of two nonlinear differential

equations to determine changes in the geometric parameters cracks in the change in the number of loading cycles in view of residual stresses. On this basis, for a specific weld crack depths explored the value and the ratio of length to depth for different number of cycles and different levels of residual stress. The diagrams to determine the critical number of loading cycles for any internal pressure levels averaged over the surface residual stress crack ring.

Геометричні неоднорідності, особливо у вигляді гострокінцевих дефектів тріщиноподібного типу, можуть істотно впливати на міцність і довговічність металевих конструкцій. Тому однією з основних задач є виявлення і вимірювання таких дефектів без порушення цілісності конструкції, ідентифікація їх 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 поздовжньою поверхневою півеліптичною тріщиною з півосями a і c у круговому циліндрі. Довговічність (залишковий ресурс) експлуатації зварних оболонкових конструкцій залежить від швидкості росту втомних тріщин, викликаних дією зовнішніх навантажень та залишкових напружень, які, в свою чергу, спричиняють коефіцієнти інтенсивності напружень. Тому тут досліджено ріст втомної поверхневої тріщини у зварному шві під дією пульсуючого навантаження внутрішнім тиском та залишкових напружень.

Вважалося, що тріщина у зварному шві у формі 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 X-70 діаметром 219 мм і товщиною стінки 7 мм, яка знаходилася під дією пульсуючого внутрішнього тиску,

максимальне значення якого 4,5 МПа, а розміри початкової тріщини у зварному шві вибирались такими: $a_0 = 1\text{ мм}$, $c_0 = 1,2a_0$.

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%, можна вважати, що відношення c/a з ростом кількості циклів не змінюється, тобто $c/a = \text{const}$.

УДК 539.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРУБ ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МЕТОДОМ МАГНЕТОПРУЖНОЇ АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ

INVESTIGATION OF PIPES LONG OPERATION USING A METHOD OF MAGNETOELASTIC ACOUSTIC EMISSION

Євген Почапський, Богдан Клим, Мар'ян Рудак, Ярослав Толопко

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

The microstructure of steel pipes of long operation is studied. The damage of the material in the pipes cross section is established. The pattern of parameters of acoustic emission signals mahnetopruzhnoyi the thickness of the pipe walls is founded.

За час довготривалої експлуатації магістральних трубопроводів відбувається зміна структури металу та його механічних властивостей, з'являються корозійно пошкоджені та напружені ділянки трубопроводів. Водночас, конструкційний метал ще не вичерпав свій залишковий ресурс, і заміна такого обладнання у більшості випадків не є технічно та економічно виправданою.

Перспективним у галузі локальної діагностики феромагнетних елементів конструкцій є збудження сигналів магнетопружної акустичної емісії (МАЕ) зовнішнім магнетним полем, яке ініціює стрибкоподібне переміщення стінок магнетних доменів (ефект Баркгаузена). Ці процеси

мають деяку особливість в околі окремих дефектів чи їх скупчень там, де є значні градієнти механічних напружень, а також суттєві зміни доменної структури матеріалу під впливом пластичних деформацій або водню. Такі зміни структури матеріалу (деградація), спричинені його тривалим експлуатуванням.

Для досліджень були вибрані фрагменти трубопроводів, які експлуатувались у середовищі нафти та газу 48 та 39 років відповідно. Вплив деградації матеріалу труб на параметри сигналів МАЕ вивчали на зразках розміром $240 \times 30 \times 2$ мм, вирізаних на трьох рівнях по товщині стінки труби (біля зовнішньої і внутрішньої поверхонь труби і з центральної частини її перерізу). Використовували магнетоакустичну інформаційну систему МАЕ-2Л, призначену для відбору та опрацювання сигналів МАЕ.

Провели хімічний аналіз матеріалів труб і встановили, що вони належать до марганцево-кремнієвих сталей з вмістом марганцю 0,9% у нафтовій та 1,3% у газовій трубах; вміст кремнію для обох матеріалів складає 0,45-0,5%; кількість сірки та фосфору не перевищувала 0,04%.

З металографічних досліджень встановили, що мікроструктура деградованого металу складається з ферито-перлітних стовпчастих кристалів. Відзначили, що експлуатований метал нафтогону є пошкоджений великою кількістю пор за поперечним перерізом стінки труби. Метал усіх шарів стінки напрацьованого трубопроводу, є пошкоджений порами розмірами 1 – 3 мкм. Пори, утворені в процесі експлуатації, є правильною сферичної форми, яка характерна для дефектів, зумовлених наявністю газів у структурі металу. Структура металу труби газогону складається з феритних та перлітних зерен (~ 65% фериту та 35% перліту), є дрібнозернистою (середній розмір зерна ~ 30-40 мкм) з відсутньою стрічковістю, що притаманна трубним сталям.

У результаті перемагнення зразків, вирізаних з фрагментів труб, отримали залежності, які свідчать про різницю значень сум амплітуд сигналів МАЕ ΣA_i для різних місць вирізання зразків з різних шарів по товщині її стінки. За сталої індукції магнетного поля B для зразків з нафто- та газогонів найбільші значення ΣA_i зареєстровано за перемагнення зразків з внутрішнього шару стінки труби, найменші – із зовнішнього.

Грунтуючись на попередніх дослідженнях, припускаємо, що через наявність у феромагнетику водню підвищується активність генерування сигналів МАЕ. Незважаючи на присутність пошкодження матеріалу, старіння після тривалої експлуатації та зміни механічних характеристик по товщині стінки труби, його вплив не був нівельований. Вважаємо, що домінуючим чинником впливу на перемагнення металу з різних шарів стінки труби можна вважати наявність у них водню.

УДК 539.3

ІНФОРМАТИВНІ ПАРАМЕТРИ СИГНАЛУ МАГНЕТОПРУЖНОЇ АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ

THE INFORMATIVE PARAMETERS OF MAGNETO-ACOUSTIC EMISSION SIGNAL

Євген Почапський, Ігор Коблан

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

The method of technical diagnostics using magneto-acoustic emission signals is described. Topical articles related to magneto-acoustic emission method has been overviewed. The main informative parameters of magneto-acoustic emission signal presented.

Феромагнетні матеріали об'єктів тривалого експлуатування зазнають істотного деградування, що приводить до відчутної зміни їхніх фізико-хімічних властивостей і магнетних, зокрема. Тому сучасні методи технічного діагностування повинні базуватися на нових підходах щодо створення методології виявлення цих змін. Метод магнетопружної акустичної емісії (МАЕ), що виникає при перемагнечуванні феромагнетного конструкційного матеріалу і пов'язана з ефектом Баркгаузена, є новим і перспективним методом неруйнівного контролю.

Сигнал МАЕ залежить від параметрів перемагнечуючого поля (величини напруженості, частоти та форми сигналу) і є чутливим до структурних змін матеріалу об'єкта контролю, режиму термообробки, пластичної деформації, залишкових напружень, наводнення тощо. Здеградований матеріал змінює свою доменну структуру, що впливає на зміну параметрів МАЕ. Експериментально виявлено, що найбільше змінює потужність МАЕ пластичне деформування матеріалу, а дещо менше водневий чинник, дія якого, в свою чергу, залежить від концентрації його у феромагнетіку.

Сигнал МАЕ є багатопараметровим, зокрема, можна виділити такі параметри, які несуть інформацію про стан досліджуваного феромагнетного об'єкта: сума амплітуд та підсумковий рахунок сигналу МАЕ (кількість імпульсів, що перевищують заданий поріг), максимальне значення амплітуди сигналу, енергія сигналу $E = \sum_{i=0}^{N-1} S_i^2$, огинаюча

сигналу та положення її максимуму. Один зі способів отримати огинаючу – оцінити ковзне середнє значення сигналу за формулою $\underline{S}_k = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} |S_{k+i}|$ або ковзне середньоквадратичне значення сигналу за формулою $\underline{S}_k = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} S_{k+i}^2}$, де S_i – i -те значення відліку сигналу, N – кількість відліків сигналу, які усереднюються (ширина вікна усереднення), \underline{S}_k – k -те значення оцінки огинаючої). Можна показати, що частота першого нуля амплітудно-частотної характеристики ковзного середнього $f_0 = f_d / N$, де f_d – частота дискретизації, тобто частота першого нуля обернено пропорційна до часового інтервалу згладжування NT_d (T_d – період дискретизації).

Інформативним є також частотний спектр сигналу МАЕ, який знаходиться використовуючи дискретне перетворення Фур'є

$$S(k) = \sum_{n=0}^{N-1} s_n e^{-i \frac{2\pi}{T_d} kn},$$
 причому частота дискретизації сигналу повинна

задовільняти умову $f_d \geq 2f_m$, де f_m – максимальна частота в спектрі сигналу. Розгляд спектру сигналу здійснюється на інтервалі $[0, f_N]$, де частота Найквіста $f_N = f_d / 2$. Якщо на ділянку феромагнетного об'єкта контролю чи елемента конструкції, де є місця різної деградованості матеріалу, що найхарактерніше для випадку довготривалого їх експлуатування, подіяти зовнішнім магнетним полем, то за однакової його напруженості, відстані, з якої проводиться намагнення, а також швидкості зміни магнетного потоку, можна отримати різні значення вищенаведених параметрів, на основі чого можна зробити висновок про рівень деградованості цих місць у феромагнетіку.

Пошук нових інформативних параметрів сигналу є актуальною задачею, розв'язання якої дасть змогу підвищити ефективність діагностування методом МАЕ.

УДК 539.3

ВПЛИВ ПОЛІВ РОЗМАГНЕЧУВАННЯ ТА ЗАКРІПЛЕННЯ НА АМПЛІТУДУ СИГНАЛІВ МАГНЕТОПРУЖНОЇ АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ

THE EFFECT OF DEMAGNETIZING AND PINNING FIELDS ON THE
AMPLITUDE OF MAGNETOACOUSTIC EMISSION SIGNALS

Євген Почапський, Наталія Мельник, Петро Великий

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

The magnetoacoustic emission (MAE) is a perspective method for the diagnostic of technical condition of objects and structures. The influence of the demagnetization field and the saturation magnetization of ferromagnetic materials on the MAE signals amplitudes is presented.

Діагностування технічного стану об'єктів промисловості та визначення їхнього залишкового ресурсу вимагає застосування сучасних методик неруйнівного контролю. Перспективним для цього є використання методу магнетопружної акустичної емісії (МАЕ) – сукупність акустичних коливань у феромагнетному матеріалі за перемагнення його зовнішнім магнетним полем. Механізмами генерування сигналів МАЕ є локальні ділянки магнетострикційних деформацій, що виникають за утворення, руху та анігіляції не 180-градусних доменних стінок. Виникаючі пружні коливання мають досить широкий діапазон частот і можуть бути зареєстровані за допомогою п'єзоперетворювачів.

Магнетні макроскопічні властивості феромагнетних матеріалів, зокрема шуми Баркаузена або петля гістерезису, зумовлені поворотами окремих спінів можна описати за допомогою мікроскопічної теорії. Такий матеріал можна уявити як ансамбль локалізованих магнетних моментів чи спінів, що взаємодіють між собою та із зовнішнім магнетним полем H , а його енергію записати сумою

$$E = E_{ex} + E_m + E_{an} + E_{dis}, \quad (1)$$

де E_{ex} – обмінна енергія; E_m – магнетостатична енергія; E_{an} – енергія магнетної анізотропії; E_{dis} – енергія розупорядкування.

За відсутності поля розмагнетчування формується один пік амплітуд значень сигналів магнетопружної акустичної емісії завдяки процесам утворення, руху та анігіляції не 180-градусних доменних стінок. Наявні поля розмагнетчування дозволяють розділити три механізми та виділити окремі, які беруть участь у генерації сигналів МАЕ. У матеріалах з низькою намагнетченістю насичення \vec{M}_s (наприклад, нікол) не 180-градусні доменні стінки досить рухливі, тому у

низьких полях їх легше відкріпити, на відміну від матеріалів з високим значенням M_s (наприклад, магнетом'яка сталь), де для руху не 180-градусних стінок потрібно збільшувати величину поля.

Підсумовуючи всі члени для енергії не 180-градусної доменної стінки отримано рівняння її руху. В цілому стохастичний характер динаміки доменних стінок залежить від локального поля закріплення $W(m)$, що є випадковою функцією положення доменної стінки та описується стохастичним Вінерівським процесом. Це частковий випадок марківського стохастичного процесу з неперервним часом та нульовим математичним сподіванням. Отож для намагненості m , зумовленої рухом не 180-градусної доменної стінки, одержали

$$\frac{dm}{dt} = ct - km + W(m), \quad (2)$$

де зовнішнє поле зростає зі сталою швидкістю $H = ct$, k – коефіцієнт розмагнетчування. Величину стрибка не 180-градусної доменної стінки, з якою пов'язана амплітуда сигналів МАЕ, оцінили чисельно розв'язавши рівняння (2).

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;

²ПрАТ «Львівський локомотиворемонтний завод»,
вул. Залізнична, 1а, м. Львів, 79018, Україна, rudavskyy@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 зросла кількість випадків їх втомного руйнування під час експлуатації вантажних вагонів. Причина цього – поступове нагромадження втомних мікрodefектів у матеріалі осі за дії циклічного навантаження під час руху потяга. Такі початкові мікрodefекти 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).

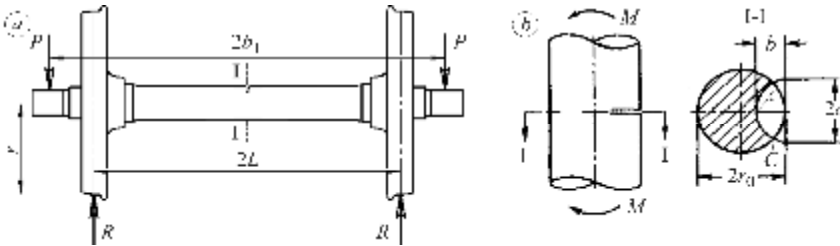


Рис. 1. Схема навантаження колісної пари з поверхневою тріщиною в середньому перерізі осі (а) та геометрія розташування поперечної півеліптичної тріщини (б)

Для визначення функції швидкості V росту втомної тріщини у довільній точці B її півеліптичного контуру (рис. 1b) скористалися рівняннями, 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.

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) півосьми його півеліптичного контуру.

УДК 539.3

ДУГОПОДІБНІ ТРІЩИНИ В КРУГОВОМУ ДИСКУ

ARC-SHAPED CRACKS IN CIRCULAR DISK

Ірина Рудацька, Григорій Марченко, Олександра Дацишин

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

Plane problem of elasticity theory for a circular disk with arbitrarily arranged arc-shaped crack which is under all-round tension or rotated at a constant angular velocity have been resolved. For these loads, the numerical values of SIF and initial angles of crack propagation have been obtained.

Кругові циліндричні тіла є елементами пар кочення, таких як підшипники кочення, валки вальцовальних станів, системи колесо – рейка та ін. Під час їх експлуатації в цих тілах часто виникають тріщиноподібні дефекти, які формуються шляхом поширення тріщин. Тому плоска задача теорії пружності про визначення коефіцієнтів інтенсивності напружень (КІН) у кругових дисках з тріщинами має важливе теоретичне та практичне значення.

Розглянуто пружний ізотропний круговий диск радіуса R , послаблений внутрішньою довільно розміщеною дугоподібною тріщиною (див. схему на рис. 1). Диск знаходиться або під дією всебічного розтягу, або обертається навколо свого центру зі сталою кутовою швидкістю ω . Для обох видів навантаження задачу зведено до сингулярного інтегрального рівняння, яке розв’язано чисельно методом механічних

квадратур. Знайдено значення КІН та початкових кутів поширення q_* для дугової тріщини залежно від кута її орієнтації α та параметрів кривини $\varepsilon = \delta/l$ і розташування r/R , φ .

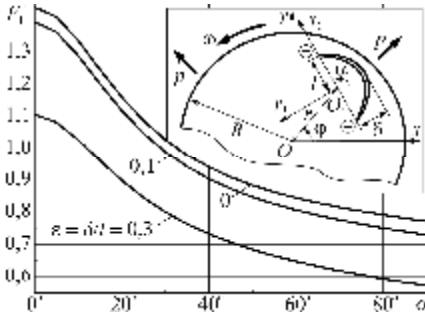


Рис.1

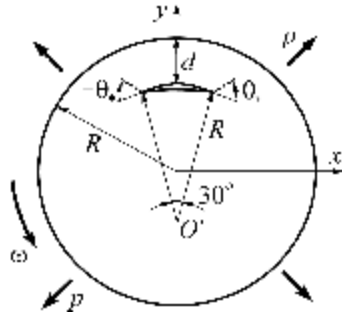


Рис. 2

Таблиця

d/R	0,1	0,3	0,7
Всебічний розтяг (p)			
F_I^+	1,1119	0,6495	0,5391
F_{II}^+	0,6363	0,1632	0,0860
$-q_*^+$	43°	25°	17°
Обертання (ω)			
F_I^+	3,0437	0,9034	0,5595
F_{II}^+	1,5939	0,1895	0,0809
$-q_*^+$	41°	22°	16°

На рис. 1 для всебічного розтягу диска проілюстровано залежність нормованих КІН $F_{I}^+ = K_{I}^+ / (p\sqrt{pR})$ від кута орієнтації тріщини α для різних її кривин $\varepsilon = \delta/l$; тут $\varphi = 0$, $r/R = 0,75$, $l/R = 0,24$. У таблиці для обох видів навантаження диска з тріщиною розхилу 30° і однаковим з диском радіусом кривини R (рис. 2) подані відповідно нормовані КІН $F_{I,II}^+ = K_{I,II}^+ / (p\sqrt{pR})$ і $F_{I,II}^+ = K_{I,II}^+ / (s_0\sqrt{pR})$ ($s_0 = s_0(w)$) та кути початкового поширення тріщини. Зауважимо, що такі тріщини часто зустрічаються в інженерній практиці під час експлуатації залізничних коліс.

УДК 539.3

**МІЦНІСТЬ ФУНКЦІОНАЛЬНО ГРАДІЄНТНОГО МАТЕРІАЛУ З
ТРИЩИНАМИ В ПОЛІ УСТАЛЕНИХ ЗА ЧАСОМ КРУТНИХ
НАВАНТАЖЕНЬ**

**STRENGTH OF FUNCTIONALLY GRADED MATERIALS WITH
CRACKS UNDER TIME HARMONIC TORSIONAL LOADING**

Володимир Станкевич¹, Юлія Соболевська²

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

*²Львівська філія Дніпропетровського національного університету
залізничного транспорту ім. акад. В. Лазаряна,
вул. І. Блажкевич, 12а, м. Львів, 79000, Україна*

The 3-D dynamic problem of steady oscillations of a functionally graded material with circular cracks is solved. The case of torsional loads is investigated. The problem is solved by the method of boundary integral equations (BIEs). The dependences of the dynamic stress intensity coefficient on the frequency of applied load, the crack depth, the layer thickness and other parameters are analyzed.

Метод граничних інтегральних рівнянь (ГІР) є потужним інструментом дослідження задач напружено-деформівного стану тіл з дефектами типу включень, тріщин, порожнин під дією навантажень різної природи. Особливу ефективність метод продемонстрував в оцінці гранично рівноважного стану тривимірних тіл із тріщинами в полі стаціонарних, гармонійних та ударних за часом навантажень.

Розглянуто тривимірну динамічну задачу про функціонально градієнтний матеріал з плоскими дисковими тріщинами. Тіло промодельовано шаруватою структурою, яка складається з півпросторів та розташованими між ними паралельними шарами. Матеріали компонент є ізотропними. Когерентність інтерфейсних поверхонь забезпечена умовами ідеального контакту на межах спряження матеріалів. Компоненти тіла містять дискові тріщини, які паралельні до інтерфейсних поверхонь. Тіло зазнає дії усталених у часі крутних навантажень.

Задачу зведено до розв'язання системи диференціальних рівнянь відносно пружних переміщень у тілі з крайовими умовами на когерентних

площинах та поверхнях дефектів. Розв'язки рівнянь вибрано у вигляді комбінації потенціалів Гельмгольца. З використанням матричного підходу та двовимірного інтегрального перетворення Фур'є задачу зведено до розв'язання системи двовимірних граничних інтегральних рівнянь (ГІР) відносно невідомих функцій розкриття тріщини. Як приклад, розглянуто часткові випадки послаблених дефектами тіл у вигляді шару, біматеріалу у комбінації «півпростір – півпростір», «півпростір – шар».

Запропоновано стійкий алгоритм розв'язання отриманих ГІР. Для випадку існування поверхневих хвиль у тілах під час обчислення півбезмежних інтегралів використано інтегрування вздовж контуру Зоммерфельда. За допомогою розв'язків рівнянь обчислено динамічні коефіцієнти інтенсивності паружень (ДКІН) поздовжнього зсуву. Проаналізовано залежності ДКІН від частоти прикладеного навантаження, співвідношення пружних характеристик матеріалів тіла, глибини залягання тріщин, товщини шару тощо.

УДК 539.3

ВПЛИВ ВОДНЮ НА СПЕКТРАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ СИГНАЛІВ МАГНЕТОАКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ

**THE EFFECT OF HYDROGEN ON THE SPECTRAL PARAMETERS OF
MAGNETOACOUSTIC EMISSION SIGNALS**

Олена Станкевич, Богдан Клим, Петро Долішній

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

The magnetoacoustic emission (MAE) for structural steels was investigated under applied magnetic field (sinusoid at 9 Hz). Effect of change of a magnetic field induction on parameters of MAE signals was analyzed by the discrete wavelet transform (DWT). It was found that with increasing of the magnetic field induction the peak frequencies of MAE signals are decreased. Energy and spectral characteristics of local maximums of MAE signals were estimated by the continuous wavelet transform (CWT). With decreasing of the peak frequency the energy and duration of local pulses increases, and the spectral width decrease.

Метод магнетоакустичної емісії (МАЕ) завдяки його високій чутливості до змін структурного та напружено-деформованого стану феромагнетного матеріалу займає особливе місце у сукупності методів технічного діагностування стану різних промислових об'єктів чи окремих елементів конструкцій.

Як показує аналіз літературних джерел, під час дослідження сигналів МАЕ, зазвичай, виділяли який-небудь один параметр (амплітуду, швидкість рахунку тощо) і визначали його залежність від певних властивостей об'єкта досліджень з урахуванням умов експерименту. У більшості випадків у цьому аспекті розглядали такі фізичні чинники як частота перемагнення; залишкові напруження; зміна мікроструктури та мікротвердості; вплив температури та тривалості гартування конструкційних матеріалів, прикладених напружень і пластичної деформації, водневого чинника тощо. До менше досліджених інформативних параметрів МАЕ належить частотний спектр сигналів.

У праці встановлено за вейвлет-перетворенням сигналів МАЕ вплив водню на їхні амплітудно-частотні та енергетичні характеристики під час перемагнення феромагнетика у квазістатичному зовнішньому магнетному полі. Досліджували конструкційні сталі: сталь 15 та Ст3. Циклічне перемагнення зразків здійснювали у соленоїді, який мав 1500 витків мідного дроту, укладеного у п'ять шарів, зовнішній діаметр котушки 35 мм, а її довжина 94 мм. Частота перемагнення становила 9 Гц. МАЕ реєстрували високочутливим первинним п'єзоперетворювачем зі смугою робочих частот 0,2...0,6 МГц. Досліджували сигнали МАЕ за різної індукції магнетного поля B_{max} : 0,21 Тл; 0,45 Тл; 0,7 Тл; 0,9 Тл; 1,03 Тл. За дискретним вейвлет-пакетним перетворенням визначали загальну енергію сигналів МАЕ та їхні домінуючі частотні діапазони. Відтак за неперервним вейвлет-перетворенням – енергетичні та амплітудно-частотні параметри локальних імпульсів сигналів МАЕ.

Встановлено, що присутність водню у структурі матеріалу призводить до зростання енергії сигналів МАЕ. З плином часу, внаслідок зменшення концентрації водню, енергія сигналів МАЕ дещо зменшується. Водночас вона не спадає до рівня енергії сигналів МАЕ у матеріалі в стані поставки, що може підтверджувати наявність так званого залишкового водню у зразку. Також присутність водню в металі сприяє зростанню частки енергії домінуючих частотних діапазонів сигналів МАЕ. Зростання індукції магнетного поля приводить до зміщення максимальної енергії сигналів МАЕ на нижчі частотні діапазони для зразків зі сталей у стані поставки та після наводнення. Зі зменшенням домінуючої частоти енергія локальних імпульсів та тривалість їхнє випромінювання збільшуються, а ширина смуги частот – зменшується.

УДК 539.3

**ПОЗДОВЖНІЙ ЗСУВ БІМАТЕРІАЛУ З ТОНКИМ МІЖФАЗНИМ
НЕЛІНІЙНО ПРУЖНИМ ВКЛЮЧЕННЯМ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ
ЗСУВНОМУ НАВАНТАЖЕННІ**

LONGITUDINAL SHEAR OF A BIMATERIAL WITH THIN
INTERFACIAL NONLINEAR ELASTIC INCLUSION UNDER CYCLIC
SHEAR

Георгій Сулим¹, Любов Піскозуб², Йосиф Піскозуб²

¹Львівський національний університет імені Івана Франка,

вул. Університетська, 1, м. Львів, 79000, Україна;

²Українська академія друкарства,

вул. Підголокко, 19, м. Львів, 79020, Україна.

The incremental approach for solving the anti-plane problem for the bimaterial with thin interface nonlinear elastic inclusion is discussed. The method is based on the jump functions solution of the anti-plane problem for a semi-homogeneous matrix with the interface discontinuity, exposed to the quasi-statically single step load. Stress intensity factors are calculated for the several loadings.

Урахування впливу тонких включень, тріщин та інших дефектів структури конструкційних матеріалів є повсякденною турботою інженера-конструктора машино-, авто-, літако-, ракетобудівних та багатьох інших галузей економіки. Задачі теорії пружності та руйнування для тіл з такими дефектами постійно викликають велике зацікавлення і серед науковців [1, 2]. І якщо у дослідженні такого типу проблем для суто лінійних задач останні десятиліття досягнуто великих успіхів, то проблема врахування нелінійності пружних властивостей тонких дефектів досі не вивчена.

Тут запропоновано раніше [2] методика дослідження впливу циклічності чи багатокроковості навантажування на деформування тіла з налягаючою фрикційною тріщиною узагальнено для випадку міжфазного тонкого включення з нелінійними пружними характеристиками. В основу підходу покладено метод функцій стрибка та апарат сингулярних інтегральних рівнянь (СІР) [1, 2].

У межах принципу спряження континуумів різної вимірності включення як двовимірний геометричний об'єкт вилучається з розгляду, а контактні напруження та переміщення з його протилежних поверхонь

переносяться на його серединну поверхню. Врахування впливу термомеханічних властивостей матеріалу включення на напружено-деформований стан матриці забезпечене побудовою математичної моделі включення з ортотропного стосовно натуральних осей координат нелінійно пружного матеріалу. Зовнішнє навантаження матриці окреслене зсувними зосередженими силами та однорідним полем зсуву на безмежності.

Застосовуючи до розв'язання поставленої задачі методику [2], отримано залежності для компонент тензора напружень та вектора переміщень у матриці від навантаження та функцій стрибка. Для їхнього визначення побудовано система сингулярних інтегральних рівнянь (СІР) з додатковими умовами, що мають фізичний сенс. Для отримання розв'язку СІР, у разі нелінійно пружних модулів матеріалу включення, запропоновано числово-аналітичний підхід. Опрацьована методика розрахунку напружено-деформованого стану при циклічному чи багатокроковому навантаженні. Отримані розрахунки для КІН для різних випадків і траскторій навантажування. Здійснено числовий аналіз впливу навантажувальних чинників при різних схемах циклічного навантажування; розраховано розсіяння енергії в квазістационарному випадку.

1. Сулим Г.Т. Основи математичної теорії термопружної рівноваги деформівних твердих тіл з тонкими включеннями. Монографія. Львів: Дослідно-видавничий центр НТШ. 2007. 716 с. 2. Sulym H., Piskozub J., Piskozub L., Pasternak Ya. Antiplane deformation of a bimaterial containing an interfacial crack with the account of friction. I. Single loading, Acta Mechanica et Automatica, vol.9 no.2 (2015). P. 115-121.

УДК 621.1

ВПЛИВ ОРТОТРОПІЇ НА КОНЦЕНТРАЦІЮ НАПРУЖЕНЬ БЛЯ КУТОВОГО ВИРІЗУ В КВАЗІОРТОТРОПНОМУ ТІЛІ

**ORTHOTROPY INFLUENCE ON THE STRESS CONCENTRATION NEAR
WEDGE-SHAPED NOTCH IN QUASI-ORTHOTROPIC BODY**

Андрій Чорненко

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

The influence of orthotropy parameter on the stress distribution near of V-shaped notch apex in quasi-orthotropic plane is investigated.

Розглянемо плоску задачу теорії пружності на власні значення для квазіортотропного клина, що займає область $S = \{(r, q); r \geq 0, -a \leq q \leq a\}$, де r, q – полярні координати з полюсом у вершині клина і полярною віссю вздовж діагоналі клина: $z = x + iy = re^{iq}$. На гранях клина відсутні нормальні (S_{qq}) та дотичні (t_{rq}) напруження:

$$S_{qq} + it_{rq} = 0, \quad q = \pm a. \quad (1)$$

Функцію напружень для квазіортотропного клина можна виразити через дві аналітичні функції $j_1(z_1)$ і $c_1(z_1)$ у вигляді

$$F(x, y) = \text{Re}[\bar{z}_1 j_1(z_1) + c_1(z_1)], \quad z_1 = x + igy,$$

де g – параметер ортотропії (для плоского-напруженого стану $g = \sqrt[4]{E_x/E_y}$, E_x, E_y – модулі пружності вздовж осей x і y).

Комплексні потенціали напружень шукатимемо у формі:

$$j_1(z_1) = Az_1^{1-l}, \quad c_1(z_1) = Bz_1^{2-l},$$

де A, B – довільні комплексні сталі.

Тоді знайдемо:

$$F(r, q) = r^{2-l} [A_1 \dot{R}(q) - A_2 \dot{I}(q) + B_1 R_1(q) - B_2 I_1(q)],$$

де $A_1 = \text{Re } A$, $A_2 = \text{Im } A$, $B_1 = \text{Re } B$,

$$B_2 = \text{Im } B, \quad \dot{R}(q) = R(q)(\cos^2 q + g^2 \sin^2 q),$$

$$\dot{I}(q) = I(q)(\cos^2 q + g^2 \sin^2 q).$$

$$R(q) = (\cos^2 q + g^2 \sin^2 q)^{-1/2} \cos[I b_1(q)],$$

$$I(q) = -(\cos^2 q + g^2 \sin^2 q)^{-1/2} \sin[I b_1(q)],$$

$$R_1(q) = (\cos^2 q + g^2 \sin^2 q)^{1-l/2} \cos(2-l) b_1(q),$$

$$I_1(q) = (\cos^2 q + g^2 \sin^2 q)^{1-l/2} \sin(2-l) b_1(q).$$

Напруження у квазіортотропному клині можна подати у вигляді:

$$\begin{aligned} S_{rr} &= r^{-l} \{ (2-l) [A_1 \dot{R}(q) - A_2 \dot{I}(q) + B_1 R_1(q) - B_2 I_1(q)] + \\ &\quad + A_1 \dot{R}''(q) - A_2 \dot{I}''(q) + B_1 R_1''(q) - B_2 I_1''(q) \}, \\ S_{qq} &= (2-l)(1-l) r^{-l} [A_1 \dot{R}(q) - A_2 \dot{I}(q) + B_1 R_1(q) - B_2 I_1(q)], \\ t_{rq} &= -(1-l) r^{-l} [A_1 \dot{R}'(q) - A_2 \dot{I}'(q) + B_1 R_1'(q) - B_2 I_1'(q)]. \end{aligned} \quad (2)$$

Тепер з крайових умов (1) приходимо до характеристичних рівнянь для симетричного

$$\sin 2(1-I)b_1(a) + (1-I)\sin 2b_1(a) = 0,$$

$$b_1(a) = p + \operatorname{arctg}(g \operatorname{tg} a) \quad (p/2 < a < p)$$

та антисиметричного

$$\sin[2(1-I)b_1(a)] - (1-I)\sin[2b_1(a)] = 0$$

розподілів напружень.

На основі співвідношень (2) досліджено симетричний ($I = I_I, 0 < I_I \leq 1/2$) та антисиметричний ($I = I_{II}, 0 < I_{II} \leq 1/2$) розподіли сингулярних напружень біля вершини квазіортотропного клина у залежності від параметра ортотропії g .

УДК 539.3, 621.3

ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРІОДУ ДОКРИТИЧНОГО РОСТУ КОРОТИХ ТРИЩИН У ПЛАСТИНАХ

DETERMINATION OF THE PERIOD OF SUBCRITICAL SHORT CRACK GROWTH IN PLATES

Наталія Штаюра¹, Степан Штаюра²

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

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

Based on the energy and strain approaches a model for determination of the period of subcritical short crack growth in plates was proposed. By applying the proposed model a fatigue crack growth rate curve in coordinates “crack growth rate - crack tip opening displacement” was built and shown that it is invariant unlike the curve in coordinates “crack growth rate - stress intensity factor”.

На основі енергетичного та деформаційного підходів запропоновано модель для визначення періоду докритичного росту коротких тріщин у пластинах.

Застосовуючи енергетичний підхід та окремі положення механіки руйнування, запропоновано залежність для визначення граничного зусилля p_* для пластини з короткою тріщиною (задача Гріффітса):

$$p_* = S_t \sqrt{\sqrt{\frac{p^2 l^2 S_t^4}{16E^2 g_f^2} + 1} - \frac{p l S_t^2}{4E g_f}}, \quad (1)$$

де S_t – усереднене напруження в зоні передруйнування; $g_f = S_t d_c$ – питома енергія руйнування при поширенні втомної тріщини.

Запропонована формула, на відміну від розв’язку задачі Гріффітса за відомим підходом Ірвіна, є коректною навіть для малих тріщин (Рис. 1).

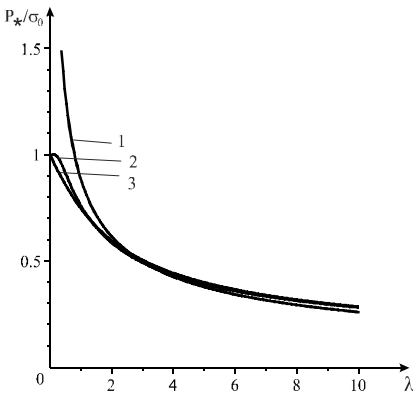


Рис. 1. Порівняння розв’язків задачі Гріффітса: 1 – розв’язок за критерієм Ірвіна; 2 – розв’язок за d_c – моделлю В. Панасюка; 3 – розв’язок (1)

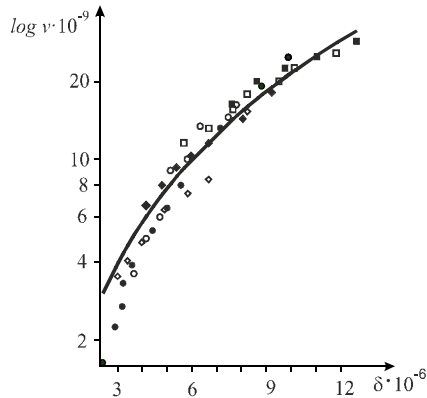


Рис.2. Інваріантна залежність швидкості поширення тріщини від розкриття у її вершині в координатах v-d для сталі Fe-3%Si за різного навантаження

На основі експериментальних даних Хаеса та Вільямса встановлено, що КДВР у координатах “швидкість росту тріщини–розкриття”, побудовані із застосуванням запропонованої моделі, є інваріантними на відміну від діаграм, отриманих за силовим підходом (рис. 2). Довговічність пластини за цією моделлю, побудованою із застосуванням енергетичного та деформаційного підходів, визначають за формулою:

$$N_* = - \frac{E S_t (1-x^4)}{a_0 p p^2} \left(\frac{d_c}{l_0} \frac{E S_t (1-x^4)(h-1)}{p p^2 h} - \ln h \right). \quad (2)$$

Застосування розробленої моделі показано на задачі про визначення довговічності пластини з короткою тріщиною. Також побудовано графічну залежність кількості циклів від довжини тріщини та показано коректність застосування моделі для поширення малих тріщин.

УДК 621.165; 621.438; 621.224

ОЦІНКА ВІБРАЦІЙНОГО СТАНУ ТУРБОАГРЕГАТІВ З ВИКОРИСТАННЯМ МОБІЛЬНИХ ЗАСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ

EVALUATION OF A POWER UNIT VIBRATING CONDITION USING THE MOBILE DIAGNOSTIC TOOLS

**Микола Шульженко, Юрій Єфремов, Олександр Депарма,
Вадим Цибулько**

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

Hardware and functional capabilities of portable multifunctional measurement and diagnostic complex for non-destructive testing is described. This complex is used for assessing the technical conditions power units.

В ППМаш НАН України створено мобільні засоби контролю й діагностування вібраційного стану енергетичного обладнання: вимірювач вібрації зі смуговим спектроаналізатором, вимірювач вібрації з функцією визначення дисбалансу жорстких роторів, оптичний тахометр і мобільний багатоканальний вимірювально-діагностичний комплекс на базі ноутбука. На відміну від існуючих, мобільний комплекс має функціональні можливості стаціонарної системи й дозволяє оцінювати технічний стан за параметрами коливань необертових та обертових частин (роторів) агрегатів. Створене методико-програмне забезпечення функціонування мобільного вимірювально-діагностичного комплексу включає модулі: збирання, візуалізації і первинної обробки інформації (нормалізації, фільтрації та обчислення основних показників сигналу); автоматизованого контролю вібраційного стану обладнання, що задовільняє Правилам технічної експлуатації електричних станцій і мереж, ГОСТ 25364-97 та ГОСТ 27165-97; оцінки спектральних характеристик та трендів вібропараметрів; визначення дисбалансу роторів (розрахунку системи вантажів за відомими значенням динамічних коефіцієнтів впливу в одній

або двох площинах). Комплекс використовувався при діагностуванні вібраційного стану турбоагрегатів та допоміжного обладнання на підприємствах України.

Так, після капітального ремонту турбоагрегату К-300-240 ЛМЗ з генератором ТГВ-200-М при наборі потужності спостерігалася підвищена вібрація ротора збудника. Для оцінювання вібростану, визначення причин підвищеної вібрації підшипника збудника та розроблення рекомендацій щодо зниження рівня вібрації були проведені вібродослідження з використанням мобільного комплексу. Вимірювання і реєстрація параметрів вібрації опор і вала проводилося паралельно по 5 каналах з синхронізацією від фазової мітки. Осцилограми віброшвидкості реєструвалися на холостому ході турбоагрегата. Рівень СКЗ віброшвидкості опор 3 – 9 турбоагрегату не перевищував допустимих нормативних значень. Спектральний аналіз віброшвидкості опор 3 – 9 засвідчив відсутність низькочастотної вібрації. Основними у СКЗ віброшвидкості опор були перша і друга обертові складові. Рівень вібропереміщення ротора в опорах генератора і збудника перевищував допустимі нормативні значення вібрації. У спектрі вібропереміщення шійки ротора в підшипниках 7, 8 переважала моногармонічна складова вібрація з частотою 50 Гц, а в підшипнику 9 – подвійна обертова складова. За результатами вимірювання вібрації турбоагрегату оцінено, що підвищена вібрація роторів генератора й збудника виникає через механічний дисбаланс ротора збудника. Рекомендовано провести балансування ротора збудника. Після його балансування рівні вібраційних параметрів агрегату не перевищували нормативних.

Мобільні засоби контролю й діагностування вібраційного стану енергетичного обладнання рекомендуються застосовувати для періодичного контролю й діагностування технічного стану основного та допоміжного обладнання.

ù

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

УДК 656.13

ЗМІНА ТРИВАЛОСТІ АДАПТАЦІЇ ЗОРУ ВОДІЇВ ЗАЛЕЖНО ВІД
ЇХНЬОГО ФУНКЦІОНАЛЬНОГО СТАНУ В УМОВАХ
ЗАСЛІПЛЕННЯ

CHANGE DURATION OF SIGHT ADAPTATION DRIVERS DEPENDING
ON FUNCTIONAL STATUS IN TERMS OF DAZZLED STATE
CONDITIONS

Микола Бойків

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

The paper deals with the research changes duration of sight adaptation drivers depending on their functional status in terms of dazzled state conditions. Studies indicate fluctuations of sight adaptation depending on changes in the functional state at nighttime.

Рух у темну пору доби вимагає від водія особливої уваги та високої концентрації, оскільки дальність видимості об'єктів зменшується. Водію у таких умовах потрібно рухатись з безпечною швидкістю. Особливу небезпеку у темну пору доби має засліплення водія світлом фар зустрічного автомобіля, коли видимість погіршується або зовсім зникає. У цей проміжок часу водій, продовжуючи рух, піддає себе і пасажирів надзвичайній небезпеці. Процес адаптації, тобто відновлення зорових функцій після засліплення, може коливатися в значних межах.

Засліплення водіїв найчастіше відбувається на вузьких ділянках доріг, поворотах з малими радіусами кривих у повздовжньому та поперечному профілях, зтяжних підйомах і спусках, багатосмугових

дорогах за відсутності бар'єрного огородження чи розділової смуги. Такі ділянки найбільш характерні для позаміських доріг, де відсутнє зовнішнє їх освітлення. Сучасний стан об'єктів зовнішнього освітлення не відповідає вимогам часу та потребам мешканців, де освітлюється до 20 відсотків загальної кількості вулиць.

Закономірності зміни безпечних режимів руху автомобілів у темну пору доби є недостатньо дослідженими. В існуючих дослідженнях неповністю враховано вплив тривалості адаптації водія, який залежить від його функціонального стану на безпечні режими руху автомобілів у темну пору доби. Дослідження тривалості адаптації водіїв в умовах засліплення показують, що зі зменшенням освітленості не тільки знижується дальність бачення, але водночас збільшується час адаптації зору. Результати дослідження зміни тривалості адаптації водіїв залежно від їхнього ФС у темну пору доби в умовах засліплення наведено на рис 1. Тривалість засліплення змінювалась у межах від 1 до 4 с.

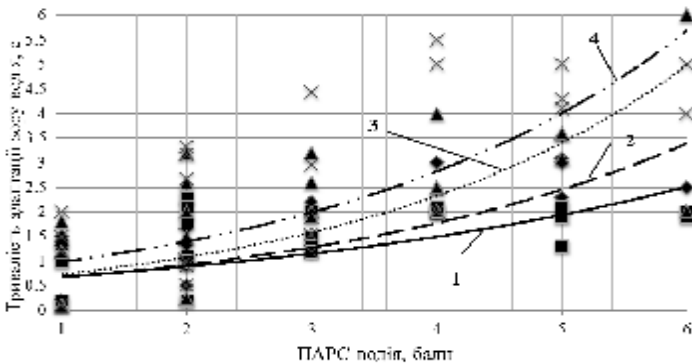


Рис. 1. Зміна тривалості адаптації зору водіїв залежно від їхнього ФС під час засліплення: 1 – 1 с; 2 – 2 с; 3 – 3 с; 4 – 4 с

Навіть при нетривалому засліпленні зміна функціонального стану водія призводить до збільшення часу адаптації. З отриманої залежності (рис. 1), можна зробити висновок, що збільшення показника ПАРС вище 3-х балів, що є більше норми, призводить до зростання тривалості адаптації до 6 с. Реакція водіїв тісно пов'язана з чутливістю їхнього зору. Слід більше уваги приділяти дослідженню водіїв у темну пору доби, для кращого прогнозування їхньої поведінки в умовах поганої освітленості.

Низький рівень порогу яскравостей вночі призводить до помилкових дій щодо вибору безпечної швидкості руху. Тому дослід-

ження закономірностей зміни безпечних режимів руху транспортних засобів в умовах засліплення з урахуванням функціонального стану водія є актуальною проблемою, що потребує подальшого вивчення, де зменшення тривалості адаптації зору водія має важливе значення для підвищення безпеки руху.

УДК 629.022

КОМПУНУВАЛЬНІ СХЕМИ ТЯГОВИХ ПРИВОДІВ ПЕРСПЕКТИВНИХ МІСЬКИХ ЕЛЕКТРОБУСІВ

PERSPECTIVE CITY ELECTROBUS TRACTION DRIVE LAYOUT SCHEME

Станіслав Войтків

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

We have developed the general arrangement drawings of electrobuses and genobuses (buses with electric traction drive and diesel-electric set) traction drive, based on using one drive axle, fitted with single wheels two electric drives with required power and additional intermediate reduction gears or just two slow-traction electric motors.

На сьогоднішній день у конструкціях електробусів різними виробниками застосовуються дві базові компоновальні схеми тягових приводів – «тролейбусна» схема на основі одного тягового електродвигуна і стандартного привідного моста балкового або порталного типу та «електро-мостова» схема, яка передбачає використання привідних мостів порталного типу з двома інтегрованими тяговими електричними двигунами. Обом наведеним компоновальним схемам тягових приводів електробусів присутні істотні недоліки. «Тролейбусна» схема потребує достатньо великого заднього звису, а привідні мости з інтегрованими електродвигунами призначені для застосування на електробусах з габаритною довжиною, близькою до 12,0 м, і є дуже дорогими.

Для перспективних міських електробусів та генобусів малого, середнього і великого класів з габаритною довжиною у межах 6,0-12,0 м розроблені компоновальні схеми тягових приводів на основі застосування

у конструкціях привідних мостів, обладнаних одинарними колесами, двох тягових електричних двигунів відповідної потужності та додаткових проміжних редукторів (редукторів головної передачі) або тільки двох низькообертових (високомоментних) тягових електричних двигунів. Запропоновані компоновальні схеми призначені для створення перспективних міських електробусів і генобусів за концепцією, яка передбачає мінімізацію заднього звису їхніх кузовів та збільшення колісної бази, відсутність арок привідних коліс у проході пасажирським салоном і розміщення службових (пасажирських) дверей у середній частині їхніх кузовів, тобто у межах колісної бази. Розроблені чотири типи компоновальних схем тягового приводу на основі застосування незалежних або залежних підвісок одинарних коліс привідних мостів і двох тягових електродвигунів з різними параметрами потужності і, особливо, крутного моменту. У конструкціях привідних мостів балкового типу із залежною підвіскою одинарних коліс тягові електродвигуни і проміжні редуктори кріпляться безпосередньо до балки моста. Проміжні редуктори можуть бути зблокованими або з тяговими електродвигунами, або з привідними колесами. При застосуванні незалежних підвісок одинарних коліс привідних мостів тягові електродвигуни і проміжні редуктори кріпляться до каркасу тримального кузова, що істотно зменшує невіднесене маси електробусів та генобусів. Запропоновані також варіанти компоновальних схем тягових приводів на основі застосування високомоментних тягових електродвигунів, які зблоковані з привідними одинарними колесами.

Розроблені компоновальні схеми тягових приводів забезпечать створення перспективних міських генобусів та електробусів малого і середнього класів зі значно кращими експлуатаційними параметрами та організацію серійного виробництва привідних мостів, у т.ч. тягових електродвигунів, проміжних редукторів (редукторів головної передачі) і незалежних підвісок одинарних коліс на вітчизняних підприємствах. Організація виробництва цих комплектуючих виробів сприятиме створенню нових робочих місць, зменшенню собівартості дрібно-серійного виробництва електробусів і генобусів, а, відтак, і зниженню їхньої ринкової вартості.

УДК 629.016

ПІДВИЩЕННЯ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ ПЕРСПЕКТИВНИХ МІСЬКИХ ЕЛЕКТРОБУСІВ

RISING OF PERSPECTIVE CITY ELECTROBUS COMPETITIVENESS

Станіслав Войтків

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

The ways of improving the competitiveness of urban electrobuses and genobuses (buses with electric traction drive and diesel-electric sets) proposed in three areas - safety and comfort of passenger and increasing passenger capacity by minimizing front and rear overhangs, using separate from the passenger, driver cabin compartment and layout schemes with independent suspension of single wheels.

Протягом кількох останніх років відбувається активний розвиток міських електробусів, які все частіше з'являються у виробничих програмах багатьох провідних європейських, американських і азіатських фірм і компаній. Перші дослідні зразки електробусів з'явилися і в українських виробників колісних пасажирських транспортних засобів. Проте за концепцією, компоновальною схемою та габаритною довжиною, близькою до 12,0 м, вони повністю повторюють зарубіжні аналоги, конкурувати з якими майже не можливо, навіть за рахунок меншої ринкової вартості. Тим паче, що істотного зменшення собівартості виготовлення таких електробусів досягнути дуже важко у зв'язку з тим, що понад 80 % їхніх комплектуючих виробів є імпортованими з багатьох країн.

Аналіз конструкцій електробусів, які пропонуються різними зарубіжними виробниками для сегменту міських перевезень пасажирів, показує, що реальна конкуренція з ними можлива лише за умови їх створення на основі розроблення і застосування перспективних компоновальних схем міських електробусів та генобусів*.

Підвищення конкурентоспроможності міських електробусів та генобусів пропонується у трьох визначальних напрямках – безпечності і комфортабельності перевезень пасажирів та збільшенні загальної пасажировмістимості. Вирішення цього завдання пропонується за рахунок застосування компоновальних схем, які передбачають мінімізацію переднього і заднього звисів та відповідне збільшення колісної бази,

* Термін «генобус» пропонується автором для автобусів з тяговим електричним приводом, джерелом електричної енергії для якого є дизель-генераторна установка.

застосування відокремленого від пасажирського салону відділення водія і привідних мостів з незалежними підвісками одинарних коліс. Аналіз ескізних проектів генобусів, розроблених за цією концепцією, показує, що збільшення їхньої колісної бази у порівнянні з автобусами-аналогами класичної колісної формули 4×2.2 сягає понад 50,0 %, що, у поєднанні з відокремленим відділенням водія і відсутністю арок коліс керованого і привідного мостів у пасажирському салоні, істотно підвищує комфортабельність і безпеку перевезень пасажирів. Крім цього, застосування розроблених компоновальних схем істотно збільшує їхню пасажировмістимість. Так, для генобуса з габаритною довжиною 10,3 м при тій же допустимій повній масі, що й для автобусів з двома мостами (18000 кг), забезпечується пасажировмістимість на рівні 97 або 114 осіб при, відповідно, 24 або 15 місцях для сидіння, що практично співставимо з пасажировмістимістю автобусів з габаритною довжиною 12,0 м (100 – 110 осіб). Варто також зазначити, що запропоновані компоновальні схеми дають можливість легко варіювати кількість пасажирських сидінь і забезпечувати перевізників оптимальними модифікаціями генобусів і електробусів.

Таким чином, розглянуті напрямки створення перспективних міських електробусів та генобусів забезпечать вітчизняній продукції, за умови відповідної якості їх виробництва, високу конкурентоспроможність не тільки на внутрішньому ринку, але й на світових ринках.

УДК 621.1

ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ НАСОСА КОЧЕННЯ

GEOMETRICAL SYNTHESIS PUMP ROLLING

Микола Воробйов, Денис Прокопенко

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

The new type of hydraulic pump with usage of Rolamite mechanism and electromagnet as a drive is being considered in this report. This construction allows to transfer motion in a closed space, to renounce the usage of seals, bearings. Analytical dependences of the securement of the mechanism's efficiency are being derived.

З метою підвищення продуктивності та уникнення негативного впливу на якісні показники існуючих ротаційних об'ємних гідронасосів таких недоліків, як наявність радіального зазору, використання опор обертання за межами робочої зони, великі втрати на тертя, нами розроблений на рівні винаходу принципово новий ротаційний насос.

У результаті синтезу визначені умови для забезпечення працездатності насоса (рис.1), а саме:

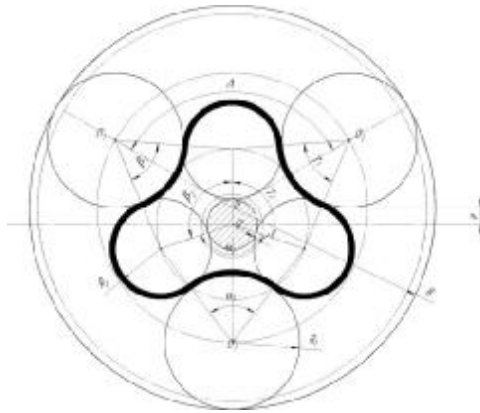


Рис. 1. Принципова схема гідронасоса

- критерій існування S-подібної стрічки

$$a_1 + a_2 + b_1 + b_2 > 2p;$$

$$b_1 + b_2 + g_1 + g_2 > 2p;$$

$$g_1 + g_2 + a_1 + a_2 > 2p;$$

- умова відсутності торкання стрічкою напрямного ролика

$$R - 2R_1 - d > r;$$

- умова не торкання робочих роликів

$$l_{o_2, o_3} = \frac{p(R - R_1) \cdot \Delta}{180} > 2R_1.$$

Крім цього, був визначений коефіцієнт зміни робочого об'єму:

$$k_v = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = 1.258.$$

Він залишається сталим як при подачі на спільну магістраль, так і на розділену, при перекачуванні двох різних рідин.

УДК 621.923.7

АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИКІНЧУВАЛЬНОЇ ОБРОБКИ

AN ANALYSIS OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT FOR HONING

Олександр Гаврильченко¹, Віктор Захаров²

¹Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;
²ПАТ «Іскра»,
вул. Вулицька, 14, м. Львів, 79066, Україна.

The known methods of lap trueing of vibration development machine tools with circular trajectories of lap oscillations are analyzed. The theoretical studies of lap trueing with the truers placed in the area of circular sector are.

Для серійного виготовлення прецизійних деталей з твердих матеріалів, які масово використовуються у промисловості за рахунок поєднання їхніх спеціальних експлуатаційних якостей, необхідно забезпечити високу точність форми їхніх робочих поверхонь. Серед різноманітних фізико-механічних процесів та способів механічної обробки, які забезпечують виконання високих вимог до якості поверхневого шару, точності розмірів та форми поверхонь, що обробляються, важливе місце займає викінчувальна притирка.

Проведено аналіз різноманітних конструкцій технологічного обладнання для викінчувальної обробки деталей. Мета цієї праці полягає у проведенні аналізу впливу конструкцій приводів верстатів на зношування, площинність притирів та плоских поверхонь деталей, які обробляються, та пошуку новітніх прогресивних методів викінчувальної обробки плоских поверхонь, які дозволяють створити керований процес притирання при мінімальних затратах, підвищивши продуктивність викінчувального обладнання, точності та якості обробки.

Враховуючи це, дотримання у часі точності форми робочої поверхні притирів є важливою задачею. Найбільш досконалим її вирішенням є використання викінчувальних верстатів, які дозволяють застосування способу комбінованої та кінематичного правлення робочих поверхонь притирів правниками та деталями, що обробляються.

Складний характер вібровикінчувальної обробки утворюється за рахунок надання кругових траєкторій коливань кожній точці притирів та

деталей, що обробляються, утворюючи умови для рівномірного зносу, підвищення якості та точності викінчувальної обробки.

На основі аналізу існуючих одно- та дводискових конструкцій вібровикінчувальних верстатів для плоско-паралельного притирання поверхонь прецизійних деталей можна зробити висновки, що вібровикінчувальні верстати з коловими траєкторіями коливань притирів, побудовані за теорією синфазних коливань, яка передбачає створення енергоощадних тримасових вібраційних машин з електромагнітним приводом, мають такі переваги:

- забезпечують стабільну швидкість зношування у кожній точці викінчувального притира за рахунок незмінної амплітуди коливань;
- дають можливість значно збільшити період між двома плановими правками робочої поверхні притирів завдяки застосуванню розробленого способу розміщення деталей у кільцевому секторі на робочій поверхні притирів, який забезпечує рівномірність зношування, комбіновану та кінематичну правку;
- дозволяють виконувати механічну обробку плоских тонких та крихких деталей у незафіксованому вільному стані;
- мають мінімальні габаритні розміри та потужності приводу.
- збільшують продуктивність притирання у 2 – 2,5 рази;
- забезпечують високий клас шорсткості поверхонь, що обробляються, з відхиленням площинності від 0,1 до 0,01 мкм.

УДК 629.331:62-585.1

ЗАГАЛЬНИЙ МЕТОД ІДЕНТИФІКАЦІЇ СТРУКТУРИ РЯДІВ ПЕРЕДАТНИХ ВІДНОШЕНЬ У ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ

**THE UNIVERSAL METHOD OF THE STRUCTURAL IDENTIFICATION
OF THE ROWS OF GEAR RATIOS IN TRANSMISSION OF A CAR**

Петро Гащук¹, Сергій Нікіпчук²

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

²Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 32, м. Львів, 79013, Україна.

The method of the structural identification of the rows of gear ratios in the real car transmissions of various purposes was proposed. By visual means

the rows are compared with each other and with the fundamental numerical progressions.

Важко перелічити всі наукові й методологічні розвідки (хай навіть тільки рівня дисертаційних досліджень), які ґрунтовно зачіпають проблему формування оптимального ряду передатних відношень в автомобільній трансмісії. Вишукування дуже широким фронтом теоретичних підвалин такого штибу параметричної оптимізації автомобіля мало б уже давно привести до цілковитого розкриття й повного розуміння суті проблеми, а відтак – до винайдення надійно обґрунтованого алгоритму ідентифікації оптимально структурованих рядів передатних відношень в трансмісії. Мета дослідження – з'ясувати, чи справді існують концепції оптимальності структури рядів відношень такі, що набули цілковитого визнання практикою автомобілебудування, та чим вони примітні в формальному і змістовому сенсах.

Для цього була синтезована спеціальна ідентифікаційна мапа, на якій майже нічим необмежена множина числових порівнянь передатних відношень довільної трійки суміжних передач була «посічена» лініями, що вирізняють так звані «розмиті» фундаментальні числові прогресії – арифметичну, геометричну, гармонічну, «примітивну» арифметичну та інші-інші. Ці лінії – своєрідні орієнтири для розпізнавання особливостей структурування рядів передатних відношень в реальних трансмісіях автомобілів. Залучено до аналізу при цьому також і поняття узагальненого степеневого середнього, саме за допомогою якого можна вичерпно формалізувати опис структури ряду.

Отож в процесі дослідження з'ясувалося, що існуючі алгоритми формування рядів передатних відношень не мають загального теоретичного підґрунтя і не підпорядковані якійсь певній парадигмі. Різноманітні версії таких алгоритмів мало чим за результатами структурування відрізняються одна від іншої. Немає можливості розрізнити, скажімо, які ряди синтезовані за критерієм енергоощадності, а які – за критерієм динамічності автомобіля, не видно, де йдеться про детермінованість, а де – про статистичність-стохастичність.

Загалом проведений аналіз дає підстави стверджувати, що оптимізація структури рядів передатних відношень в автомобільній трансмісії аж ніяк не належить до однозначно розв'язаних проблем теорії автомобіля, хоча вона все ж обумовлена непримарними сподіваннями та перспективами удосконалення автомобіля. Тому часто ряд передатних відношень формують шляхом малих варіювань тієї чи іншої фундаментальної числової послідовності, яка жодного стосунку безпосередньо до законів оптимального функціонування автомобіля не має.

І не дивно, що перевагу часто надають фундаментальним числовим послідовностям з якомога простішими алгоритмами їх структурування. Приміром, як підтвердив аналіз, доречно покладатись на так звану «примітивну» структуруваність трансмісії. При цьому потрібно б розрізняти конструктивну і технологічну примітивність.

УДК. 621.34

ВИКОРИСТАННЯ ДОБАВКИ ВОДНЕВМІСНОГО ГАЗУ ДЛЯ ПОЛПШЕННЯ ПОКАЗНИКІВ БЕНЗИНОВИХ ДВИГУНІВ

USING ADDITIVE HYDROGEN-CONTAINING GAS TO IMPROVE THE
PERFORMANCE OF GASOLINE ENGINES

Юрій Гутаревич, Василь Матейчик, Євгеній Шуба

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

The report presents the results of research on the influence of hydrogen-containing gas to the fuel efficiency and environmental performance of the engine with a carburetor system power MeMZ - 245 in idle, and engine with the fuel injection system and the feedback Opel C30 NE in midpoint time of the European urban driving cycle.

Автомобільні двигуни у процесі експлуатації значну частину часу працюють у режимах малих навантажень і холостого ходу. Для бензинових двигунів ці режими є досить несприятливими, оскільки погіршуються їхня паливна ощадність та екологічні показники. Для покращання процесу згорання доцільно використовувати активуючі добавки, які мають швидкість згорання вищу, ніж основне паливо. Найбільш перспективним є застосування в якості добавки водню або речовин, що містять водень у своєму складі. Це пояснюється тим, що водень має високу швидкість згорання, широкі межі запалювання за коефіцієнтом надміру повітря і не утворює після згорання шкідливих речовин. До таких речовин належить водневмісний газ, який отримують електролізом водних розчинів лугів і складається з молекул і атомів водню та кисню.

На кафедрі двигунів і теплотехніки Національного транспортного університету ведуться дослідження з використання водневмісного газу H_2/O_2 для покращання показників роботи різних типів двигунів. У

доповіді наведені результати досліджень впливу водневмісного газу на паливну ощадність та екологічні показники двигуна з карбюраторною системою живлення MeM3– 245 у режимі холостого ходу та двигуна з системою впорскування палива та зворотнім зв'язком 6Ч 9,5/6,98 (Opel C30 NE) у режимі середньої точки Європейського їздового міського циклу. Встановлено, що добавка водневмісного газу до повітряного заряду двигуна MeM3-245 приводить до зниження годинної витрати палива. З врахуванням затрат електроенергії на електроліз економія бензину при добавці 6,13 % газу склала 8,03 %. При додаванні різних масових часток газу H_2/O_2 знижуються концентрації незгорілих вуглеводнів і оксиду вуглецю, що свідчить про покращання процесу згоряння. Концентрації двооксиду практично не змінилися при додаванні водневмісного газу. За рахунок часткового заміщення газом H_2/O_2 та прикриття дросельної заслінки зменшилася витрата повітря, що також знижує масові викиди шкідливих речовин.

Випробування двигуна 6Ч 9,5/6,98 проведені в режимі середньої точки Європейського їздового міського циклу показали, що при добавці 3,61 % газу від годинної витрати бензину крутний момент зріс на 7,51 %. Питома витрата палива знизилася на 9,26 %. З врахуванням витрат електроенергії на отримання водневмісного газу економія склала 6,65 % за роботи з добавкою 2,6 % газу. При добавці 3,61 % газу концентрації вуглеводнів знизилися з 125 млн⁻¹ за роботи без газу до 50 млн⁻¹. На концентрації оксидів вуглецю добавка водневмісного газу практично не вплинула. По мірі додавання H_2/O_2 незначно зростають концентрації оксидів азоту, що спричинено підвищенням температури згоряння. Отже, можна стверджувати, що добавка водневмісного газу позитивно впливає на паливну ощадність та екологічні показники бензинових двигунів.

УДК 621.879.4

ШЛЯХИ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТРАНШЕЙНИХ ЕКСКАВАТОРІВ

WAYS OF IMPROVING THE TRENCH EXCAVATORS CONSTRUCTIONS

Михайло Гончар, Олександр Кучер, Олег Горковенко

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

The comparative analysis of the constructions of trench excavators' working bodies was made. It was proved that the most promising of them are non-bucket rotary working bodies which are able to excavate soils and transport them to the unloading in the continuous flow, rather than in the batches, and have no restrictions on soil cutting speed. The proposed scheme of dual stage unloading of the working bodies provides high performance of earth-moving machine's operation.

Збільшення обсягів земляних робіт, виконуваних траншейними екскаваторами в процесі спорудження підземних транспортних комунікацій та фортифікаційного обладнання позицій військ, постійно потребує удосконалення конструкцій машин. Широкого поширення набули машини з ланцюговими робочими органами як ківшевыми, так і скребково-балковими, роторними як ківшевыми, так, останнім часом, і безківшевыми. Аналізуючи показники роботи ланцюгових і роторних траншейних екскаваторів, слід зазначити, що розподіл потужності двигуна машини між роботою копання, підйому ґрунту, переміщення машини та приводу розвантажувального конвеєра у роторних машин більш сприятливе, ніж у ланцюгових. Роторними машинами можна розробляти більш міцні ґрунти, вони мають низьку енергоємність розробки ґрунту, порівняно з ланцюговими. Роторні ківшеві робочі органи траншейних екскаваторів, не зважаючи на їхні очевидні переваги, мають суттєвий недолік – їхня продуктивність визначається ємністю ківшів та умовами їх розвантаження і значно меншою мірою залежать від інших факторів. Ланцюгово-балкові робочі органи мають незаперечну перевагу в тому, що при копанні ґрунту процес різання та транспортування (виносу) ґрунту із забою розділено, глибина споруджуваних ними траншей значно більша порівняно з роторними.

Для виконання земляних робіт останнім часом розроблені та виготовляються землерийні машини безперервної дії з безківшевыми роторними робочими органами. Розроблення конструкцій машин з безківшевим роторним робочим органом обумовлена метою створення ефективних конструкцій робочих органів особливо високої продуктивності. Підвищена увага до питання створення високопродуктивних конструкцій робочих органів безківшевого типу пояснюється їхніми передбачуваними перевагами порівняно з роторними ківшевыми та ланцюговими скребковими і ківшевыми робочими органами, а саме:

- теоретична продуктивність безківшевого ротора по виносу ґрунту із забою вища, ніж ківшевих і скребкових тому, що ґрунт може транспортуватися з траншеї суцільним потоком, а не окремими порціями;

- конструкції робочих органів дозволяють реалізувати на їхньому приводі будь-яку потужність, що підводиться до них;

- примусове розвантаження робочого органа за допомогою скребоків виключає введення обмеження на швидкість різання ґрунту, що забезпечує гравітаційне його розвантаження і дає можливість розробляти ґрунт на підвищених швидкостях різання без високодинамічного і енергоємного відцентрового розвантаження.

Розроблена й досліджена нами двохступенева схема примусового розвантаження безківшевих роторних робочих органів траншейних машин забезпечує їхню високу ефективність роботи в ґрунтах з різними фізико-механічними властивостями, в тому числі у липких глинистих ґрунтах. Енергомісткість розробки ґрунтів, за результатами наших досліджень, 0,2...0,25 кВт/м³ в залежності від категорії міцності розроблюваного ґрунту.

УДК 539.37:621.83

АНАЛІЗ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ЕПІЦИКЛУ ЗА МЕТОДОМ ФРАГМЕНТАЦІЇ НАВАНТАЖЕНЬ

THE EPICYCLE STRESS STATE ANALYSIS BY THE METHOD OF LOAD FRAGMENTATION

Сергій Гутиря, Юрій Хомяк, Андрій Чанчін

*Одеський національний політехнічний університет
Пр. Шевченка, 1, Одеса, 65044, Україна.*

The technique of the epicycle strength calculation as closed ring with small curvature is offered and proved. The algorithm separate modeling of flat and space forms straining of the ring, which has allowed receive simple formulas for calculation of the internal efforts and stress in the rim, is developed. Adequacy and accuracy of the offered models is proved by comparison of analytical calculation results with results of stressed state modeling in the program complex Autodesk Simulation.

Важкі умови експлуатації (перевантаження внаслідок знакозмінних пришвидшень) призводять до частих відмов планетарних колісних редукторів у складі трансмісії тролейбусів, автобусів, тракторів тощо, зокрема, через втомні тріщини в епіциклі, навантаження якого є циклічно

симетричним [1]. У прямозубому зубчастому зачепленні з сателітами такий цикл дорівнює $2\pi/n$, у шліцьовому з'єднанні – $2\pi/k$ (для редукторів типу *Raba 118/76* кількість сателітів $n=3$, кількість внутрішніх зубців епіциклу $k=64$). Навантаження від сателітів та шліців зміщені до різних країв епіциклу й зумовлюють нерівномірний розподіл напружень в осьовому напрямку. Відомі розрахункові моделі для компонентів деформацій і внутрішніх силових факторів обода епіциклу «плаваючої» конструкції не враховують означену асиметрію навантаження.

Запропоновано алгоритм формування розрахункових моделей обода епіциклу, як тонкого кільця, заснований на заміні системи діючих навантажень компонентами симетричними і кососиметричними відносно середини кільця. Для розрахунку внутрішніх зусиль і напружень застосовано метод фрагментації зовнішніх навантажень, кожне з яких замінюється трьома еквівалентними зусиллями F_{ti} , F_{ri} , M_i ($i=n$ та $i=k$), прикладеними до серединної поверхні обода. Навантаження епіциклу мають бути статично зрівноваженими. Розрахунок проведено для передачі з кутом зачеплення $\alpha_w=25,3^\circ$, навантаженої обертовим моментом $T_0=4,0$ кН·м. Визначено внутрішні зусилля у серединній поверхні обода на ділянках з зубцями $F_{ti}=13090$ Н, $F_{ri}=6183$ Н, $M_i=-112$ Н·м та зі шлицями $P_{ti}=-608$ Н, $P_{ri}=287$ Н, $M_s=5,25$ Н·м. Результати розрахунків нормальних напружень, МПа, наведено у таблиці.

Таблиця

Розрахунок нормальних напружень

Напруження	У зоні навантаженого зубця на поверхні		Посередині між зубцями на поверхні	
	внутрішній	зовнішній	внутрішній	зовнішній
Від радіальних сил	-102,9	106,9	87,4	-79,2
Від колових сил	-7,5	-7,5	0	0
Від моментів	-42,8	42,8	0	0
Сумарні	-153,2	142,2	87,4	-79,2

Встановлено, що нормальні напруження перевершують дотичні у 15...20 разів. Найбільші напруження спричиняють радіальні сили в зачепленні. Коефіцієнти асиметрії циклу для зовнішньої та внутрішньої поверхонь епіциклу $R_e=-1,75$, $R_i=-0,557$, отже стінка обода має розраховуватися на опір багатоциклової втомі [2].

1. Гутиря, С.С. Моделювання віброактивності і діагностика ушкоджень колісних редукторів тролейбусів / С.С. Гутиря, Д.М. Борденюк, А.М. Чанчін // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Зб. наук. праць. – Дніпро: Наука і освіта, 2010. – Вип. 14. – С. 134–140. 2. Ariza, J. M. Tensiones en

eyes huecos con una grieta superficial bajo flexion rotativa / J.M. Ariza, S.S. Gutrya, Yu.M. Jomyak // Revista de Ingenieria DYNA, Bilbao, Spain, Enero-Febrero 2014, Vol. 91, №1. – P. 10–14.

УДК 621.1

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРУЖНИХ СИСТЕМАХ СТІЧКОВОПИЛКОВОГО ВЕРСТАТА

MODELING OF DYNAMIC PROCESSES IN ELASTIC SYSTEMS OF BANDSAW MACHINE

Лідія Дзюба¹, Ольга Меньшикова¹, Ольга Хитряк²,
Христина Ліщинська²

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

²Національна академія сухопутних військ
імені гетьмана Петра Сагайдачного,
вул. Героїв Майдану, 32, м. Львів, 79012, Україна.

Dynamic processes in mechanisms of cutting and feeding of bandsaw machine investigated using dynamic models with three masses. Transverse vibrations of band saw blades is investigated on the basis of differential equations of the stretched movable rod.

Визначальний вплив на довговічність вузької стрічкової пилки та точність розпилювання деревини мають динамічні властивості верстата, які залежать від параметрів пружних систем як механізму різання, так і механізму подавання. Потрібні властивості верстата забезпечують, враховуючи під час проектування динамічні процеси, які виникають при вмиканні, в усталеному русі без пиляння та в процесі пиляння деревини.

Під час вмикання механізму різання коливання обумовлені характеристиками електродвигуна. Оскільки в механізмі різання горизонтального стрічковопилкового верстата обертальні маси розміщені на трьох валах, а стрічкова пилка є водночас тяговою ланкою і пиляльним інструментом, то в розрахунковій моделі її доцільно виділити як окрему пружну ланку. Така розрахункова схема механізму різання дозволяє встановити додаткове динамічне навантаження на інструмент під час

пуску верстата з урахуванням взаємодії складників пружної системи: електродвигуна, механізмів передавання та пиляльного інструмента.

В усталеному русі механізму різання крутильні коливання обертових мас пружної системи негативно впливають на довговічність стрічкової пилки, збурюючи її поперечні коливання. Крутильні коливання обертових мас механізму подавання призводять до передчасного спрацювання підшипникових опор. Такі коливання досліджені теж за допомогою тримасових розрахункових схем і систем відповідних диференціальних рівнянь [1].

Поперечні коливання стрічкової пилки виникають унаслідок дії несталого обертового моменту від електродвигуна на тяговому пилковому шківі; дисбалансу пилкових шківів, незначного ексцентриситету напрямних роликів. Такі коливання не тільки позначатимуться на стійкості та втомній міцності пилки, а також можуть призводити до хвилястості пропилу та зниження точності розпилювання. Оскільки вузька стрічкова пилка рухається зі значною швидкістю (до 50 м/с), то для моделювання вимушених поперечних коливань полотна пилки скористались диференціальним рівнянням у змінних Ейлера з частинними похідними, вважаючи полотно пилки рухомим стержнем, розтягнутим змінною силою [2].

За результатами моделювання динамічних процесів у пружних системах стрічковопилкового верстата обчислені динамічні моменти на валах обертових мас під час вмикання та усталеного руху, визначені частоти власних коливань пружних ланок механізму різання та механізму подавання, розраховані амплітуди коливань розтягнутого рухомого полотна пилки.

1. Дзюба Л.Ф. Крутильні коливання привода механізму подавання стрічковопилкового верстата/ Л.Ф.Дзюба, О.В. Меньшикова, Х.І. Ліщинська, І.Т.Ребезнюк/ Науковий вісник НЛТУ України. Вип. 25.6, 2015, - С.201-206. 2. L. Dzyuba Resonant vibrations of the moving band saw blade with variable tension./ L. Dzyuba, O./Khytriak, O.Menshykova, I.Rebeznyuk /Technical Sciences. Universit of Warmia and Mazury in Olsztyn (Poland).2015, 18(1), 35-45.

УДК 621.01

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ РЕМОНТУ ЦЕМЕНТНОЇ ПЕЧІ ІЗ ЗАМІНИ ЧАСТИНИ ОБИЧАЙКИ

RESEARCH TECHNOLOGY REPAIR CEMENT KILN WITH
SUBSTITUTION OF SHELL

Людмила Дзюбик, Ярослав Зінько, Андрій Дзюбик

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

The analysis features repairs for cement kilns the replacement of extended areas of housing shells. Showing the need to use temporary support elements and take into account their elastic deformation. Done necessary calculations for the eight reference unit. Tall determined position of all temporary and permanent supports.

Сучасні обертові цементні печі характеризуються значною металомісткістю та габаритністю порівняно з рештою об'єктів цементної промисловості. Конструктивно їх виготовляють з протяжного циліндричного корпусу, що спеціально футерований із середини та встановлений на опорні елементи [1]. У процесі експлуатації відбувається нерівномірне навантаження та нагрівання корпусу з повільним його обертанням навколо осі. При цьому виникають локальні деформації (вм'ятини та опуклості), пропали, тріщини, руйнування зварних або заклепкових швів та інші дефекти. Усе це, при капітальному ремонті, зумовлює відновлення частин або заміну окремих ділянок корпусу. Значна маса таких конструкцій і висока вартість простоювання потребує швидкого та якісного виконання робіт на усіх стадіях проекту з чіткою його організацією. Зокрема, заміна частини обичайки корпусу, передбачає великий обсяг підготовчих операцій. Одним з важливих елементів є забезпечення необхідної лінії геометричної осі обичайки корпусу.

Відомо [2], що розрізання корпусу призводить до відхилення торцевих перерізів від паралельності на деякий кут. У результаті, стикування нової ділянки буде утруднене, а геометрична вісь відхилиться від прямолінійності. Тому застосовують деяке зміщення опори вниз для забезпечення нульового значення опорного моменту. Питання заміни підбандажних обичайок, достатньо добре висвітлене в спеціальній літературі [2, 3]. Зокрема, виконано врахування пружних деформацій елементів опорних вузлів та розроблено спеціальний математичний апарат [4]. Однак заміна більш протяжної ділянки між двома або трьома опорами досліджена недостатньо.

У доповіді для розрахунку запропоновано використовувати відому [5] математичну модель обертового агрегата неперервної дії у вигляді балки змінної жорсткості на пружних опорах з попереднім їх зміщенням. При цьому більш повно враховуються технологічні особливості виконання аналогічних ремонтних робіт на виробництві. Зокрема, це –

монтаж тимчасових спеціальних міжопорних балок та встановлення вертикальних і горизонтальних в'язей. Підіймання частин корпусу печі реалізується на гідравлічних домкратах з наступним встановленням на тимчасові монтажні сидла. Вирізання дефектних ділянок та встановлення нових виконується з допомогою відповідного підйимального обладнання. Завершальним етапом є демонтаж сидел та металоконструкцій тимчасового обпирання.

Виконані для восьмиопорної цементної печі [6] розрахунки, показали, що заміна обичайки п'ятого і шостого прогонів потребує значного зміщення відповідних опорних вузлів для досягнення паралельності торців розрізаного корпусу. При цьому виникають значні згинальні моменти та перерізуючі сили. Тому необхідним є встановлення додаткових тимчасових опор на прилеглих прогонах. Це дасть змогу більш рівномірно розподілити діючі зусилля та забезпечити необхідну міцність конструкції.

У результаті обчислень встановлено, що важливим є врахування пружного деформування елементів конструкції тимчасових опор та їх вплив на загальний напружено-деформований стан корпусу. Виконано розрахунок потрібного висотного положення усіх (постійних та тимчасових) опорних елементів та розроблено рекомендації з виконання ремонтних робіт.

1. Химико-технологические агрегаты механической обработки дисперсных материалов / [Вареных Н. М., Веригин А. Н., Джангирян В. Г., Ишутин А. Г.]. – Санкт-Петербургский университет, 2002. – 482 с. 2. Кузьо І. В., Дзюбик Л. В. Вплив положення геометричної осі на міцність обертових агрегатів // Вісник НУ «Львівська політехніка»: «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – Львів: НУ "Львівська політехніка". – 2007. – № 588 – С. 53 – 57. 3. Кузьо І. В., Пашистый В. А. и др. Способ ремонта корпуса вращающейся печи. А.С. СССР №1534264. – 1990, бюл .1. – 4 с. 4. Кузьо І. В., Дзюбик Л. В., Прокопишин І. А. Моделирование корпуса обротового агрегату при ремонтних роботах // 10-й Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доп., 25 – 27 трав. 2011 р. – Львів, 2011. – С. 40 – 41. 5. Дзюбик Л., Кузьо І., Прокопишин І. Статична рівновага балки змінної жорсткості на пружних опорах з попереднім зміцненням // Машинознавство. – 2009. – № 11 – С. 27 – 30. 6. Кузьо І. В., Дзюбик Л. В. Врахування пружних деформацій опор обертових печей під час монтажної-налагоджувальних роботах// Вісник НУ «Львівська політехніка»: «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів». – Львів: НУ "Львівська політехніка". – 2007. – № 641 – С. 39 – 42.

УДК 621.1

ДИНАМІЧНІ ГАСНИКИ КОЛИВАНЬ УДАРНОГО ТИПУ У ПОЛІ І В ЛАБОРАТОРІЇ

IMPACT TYPE DYNAMIC VIBRATION ABSORBERS IN LAND AND IN LABORATORY

Богдан Дівеєв¹, Ігор Дорош², Геннадій Черчик³

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

²ПП «Дора»,

вул. Городоцька, 197, м. Львів, 79015, Україна;

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

The paper deals with the methods of numerical analysis and optimization of impact type dynamic vibration absorbers. Mathematical model for the vibration level decreasing by means of optimal designed dynamic vibration absorbers is proposed and tested in the land and in the laboratory.

Динамічні гасники коливань (ДГК) широко застосовуються в техніці [1, 2]. ДГК бувають різних типів. Однак основний принцип функціонування ДГК – це поглинання вібраційної енергії за рахунок приєднання до основної конструкції додаткових мас на пружинах. При відповідному налаштуванні ці маси інтенсивно коливаються і поглинають значну частину енергії.

Розглядаються компактні ДГК з контейнерами, наповненими вібропоглинаючими ударними масами, або зернистим матеріалом (рис. 1).

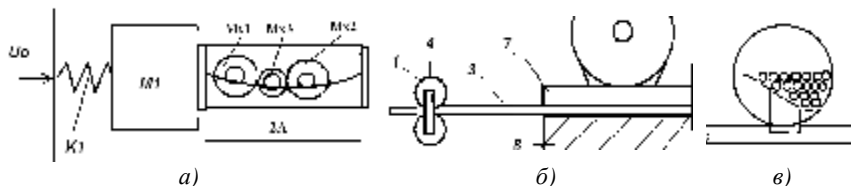


Рис. 1. Схеми гасників коливань: а – ДГК з ударними масами, б – ДГК пластинчастого типу, в – вигляд контейнера

Для підвищення ефективності ДГК, на відміну від попередніх одномасових [3], розглянуто декілька мас у контейнері, що підвищує якість вібропоглинання у ширшому частотному діапазоні. Наповнені частинками контейнери ДГК (рис. 1 б,в) значно підвищують демпфування, незалежно від температури і зносу. Для визначення оптимальних параметрів конструкції ДГК потрібно провести низку лабораторних досліджень та випробувати його у робочих умовах. Важливу роль у проектуванні ДГК відіграє визначення параметрів базисної конструкції [4]. Нижче показано алгоритм оптимального проектування ДГК (рис. 2).

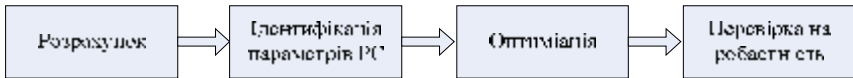


Рис. 2. Алгоритм оптимального проектування ДГК

Наведено приклади конструкцій малогабаритного ДГК для штангових обприскувачів (рис. 1,а) для водяних насосів (рис. 1 б,в), що має перевагу над рядом широкоживаних при вібраційному та ударному збуренні. Ця конструкція ДГК може бути застосована і як основа конструкції адаптивних ДГК.

1. Den Hartog, J. P. (1956), *Mechanical Vibrations (4th edition)* Mc Graw-Hill, New York. 2. Коренев Б.Г., Резников Л.М. *Динамические гасители колебаний: Теория и технические приложения*. М. : Наука, 1988. 304 с. 3. Diveyev Bohdan, Vikovych Igor, Dorosh Ihor, Kernytsky Ivan. *Different type vibration absorbers design for beam-like structures. Proceeding of ICSV19, Vilnius, Lithuania, July 08-12, 2012 (electronic edition)*. 4. Hennadiy Cherchuk, Bohdan Diveyev, Yevhen Martyn, Roman Sava. *Parameters identification of particle vibration absorber for rotating machines Proceeding of ICSV21, 13-17 July, 2014, Beijing/China*.

УДК 629.45.027.35

ВІБРОНАВАНТАЖЕНІСТЬ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ У КОНСТРУКЦІЇ СІВАЛКИ

VIBROLOADING OF THREADED CONNECTIONS IN SOWING- MACHINE CONSTRUCTION

Богдан Дівесів¹, Вікторія Опалко², Геннадій Черчик³

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

²Національний університет біоресурсів і природокористування України,
вул. Героїв Оборони, 15, Київ, 03041, Україна;

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

The tasks of distribution of vibration examined from wheels to the sensible element of machine. Influence of parameters of vibration is explored on dynamic properties of screw-bolts connections of the sowing machine. The dangerous parameters of indignation are certain. Eexperimental vibrograms are used for the calculation of local stresses in the connection by low level mathematical model design.

З'єднання екстенсивно використовуються в транспортній промисловості. Вони легкі для здійснення, рентабельні. Аварії, викликані ослабленням різьбовими з'єднань (РЗ), – типові. Наприклад, руйнування корпусів колісних машин можуть викликатися ослабленням болтів. Транспортний засіб – це складна система під дією вібрації, викликану нерівністю дорожньої поверхні, змінною швидкістю, невірноваженістю обертових елементів. Ці вібрації поширюються через транспортний засіб і також впливають на з'єднання. Під їхньою дією ці з'єднання поступово починають послаблятися. Це може призвести до серйозних аварій. Основними факторами, що впливають на ослаблення РЗ, це амплітуда, частота та градієнт вібрації. Для їх визначення потрібно в'яснити картину поширення вібрації у транспортному засобі, особливо процес її передачі від коліс до чутливого елемента – з'єднання.

Для моделювання технологічних процесів, що відбуваються за допомогою транспортних засобів, зокрема, за допомогою колісних машин розроблено низку розрахункових схем (РС.). Частий недолік традиційних моделей – це недостатній розгляд взаємозв'язку транспортних та технологічних процесів. Найбільш поширеними були незв'язані дискретні моделі [1]. Хоча вони й дозволяють доволі точно визначати вплив динаміки руху на технологічний процес, проте зворотній вплив, який в окремих випадках доволі значний, часто розглядається не досить повно. В цій доповіді розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [2, 3], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси, у тому числі вплив насіння у бункері сівалки. Проводилися дослідження як у польових, так і в лабораторних умовах, де були використані типові зразки РЗ та зменшену модель бака сівалки. Максимуми вібрацій, що діють на з'єднання сівалки, можуть знаходитися у околі високочастотних резонансів з'єднання. Це посилює ослаблення з'єднання, оскільки зростає не лише амплітуда коливаний, але й значно зростає кількість циклів навантаження. Одним із

заходів, що можуть зменшити ці негативні ефекти, може бути підресорювання сівалки. Високочастотні складові вібрації у цьому випадку будуть відфільтровані за допомогою підвіски. Зауважимо, що підресорювання – це загальна світова тенденція у важкому сільгоспмашинобудуванні. Альтернативним може служити застосування системи вібропоглинаючих пристроїв [4].

1. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. Под ред. А.А. Хачатурова. М., “Машиностроение”, 1976, 530 с. 2. Дивеев Б., Миронюк О., Шевчук Р. Дискретно-континуальна модель для розрахунку динамічних характеристик струшувача плодів. // *Машинознавство*. – 1998. – № 8. – С. 15 – 19. 3. Дивеев Б.М., Николишин М.М., Опалко В.Г., Черчик Г.Т. Вибронгруженность соединенной элементов конструкций колесных машин. *Наукові нотатки*, вип. 43, (04-06.2016 р.). Луцьк, С. 38-43 4. Б.М. Дивеев, Д.Л. Паращук, Р.В. Сава, Г.Т. Черчик. Вплив параметрів об'єкту віброзахисту та динамічного гасника коливань на енергоефективність вібропоглинання. *Наукові нотатки*, вип. 41, част. 2, (04-06.2013 р.). Луцьк, С. 28-33.

УДК 621.643:620.17

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ МОБІЛЬНИХ ПІДЙІМАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ ПІД ЧАС РЕМОНТУ НАДЗЕМНИХ ДІЛЯНОК ТРУБОПРОВІДІВ

PROSPECTS OF APPLICATION OF MOBILE LIFTING DEVICES IN
REPAIR OF OVERGROUND SEGMENTS OF PIPELINES

Владислав Драгілєв¹, Андрій Кичма²

¹ТОВ «Магістральне будівництво»,
вул. Полковника Шутова, 16, м. Київ, 03067, Україна;

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

The paper presents some cases of application of mobile lifting devices in repair of overground segments of pipelines. Basing on the investigations the recommendations for engineering practice are determined.

Останнім часом під час ремонтів опорних вузлів трубопроводів на надземних переходах впроваджуються мобільні підйимальні пристрої, в яких елементами, що створюють підйимальну силу, є пневмоподушки

фірми «Vetter» [1]. Максимальна вантажопідймальність відомих мобільних пристроїв з пневмоподушками становить 350 кН, і вони можуть використовуватись під час ремонту опорних вузлів трубопроводів із зовнішнім діаметром до 1020 мм. Необхідна проектна вантажопідймальність мобільного пристрою для ремонту опорних вузлів трубопроводів більших діаметрів (1220 та 1420 мм) становить 500 – 700 кН. Для вирішення цієї проблеми нами запропоновано конструкцію мобільного підймального пристрою і технологію ремонту опорних вузлів надземних ділянок трубопроводу, в якому елементами, що створюють підймальну силу, є гідроциліндри [2]. Такий мобільний підймальний пристрій комплектується з двох гідроциліндрів, гнучкого елемента з роликками, металевої підкладки і гідропомпи.

Виходячи з цього, виникла потреба провести дослідження з метою обґрунтування раціональної конструкції таких мобільних підймальних пристроїв і розроблення безпечних технологій ремонту опорних вузлів трубопроводів. Для вирішення цієї проблеми нами запропонована математична модель параметричного синтезу роботи мобільного підймального пристрою з ділянками трубопроводів різних конфігурацій і геометричних розмірів. Згідно з нею, просторове положення ділянки трубопроводу визначають за допомогою сучасних ПС-технологій, напружено-деформований стан елементів підймального пристрою і трубопроводу розраховують методом скінченних елементів з урахуванням експлуатаційної деградації металу труб. Під час ремонтних робіт проводять експериментальне визначення напружено-деформованого стану тіла труби та контроль висоти підймання трубопроводу відносно опорної плити. Оцінювання допустимості виявлених геометричних неоднорідностей, корозійно-механічних пошкоджень і тріщин проводять на основі критерію статичної міцності, що базується на двокритеріальному підході, із застосуванням діаграми оцінювання руйнування за двома граничними станами: крихким та в'язким.

Проведені дослідження дозволили рекомендувати нову оптимальну конструкцію мобільного підймального пристрою і технологію ремонту опорних вузлів трубопроводу без зупинки транспортування газу. Розглянута методика успішно апробована під час ремонту опорних вузлів магістральних газопроводів Ду 500 – Ду 1400.

1. Савула С.Ф., Банахевич Ю.В., Зубик Й.Л., Кичма А.О., Новицький Я.М. Спосіб ремонту ділянок трубопроводів розташованих на колонах балкових переходів. Деклараційний патент України № 21540. Опубл. в Бюл. №3 від 15.03.2007. 2 с. 2. Банахевич Ю.В. Технологія ремонту опорних вузлів надземних ділянок трубопроводів великого діаметру /Ю.В. Банахевич, А.В. Драгілев, А.О. Кичма // Методи та прилади контролю якості. - № 2 (33). - 2014. - С. 127 – 132.

УДК 629.113.001

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІДВІСКИ АВТОВОЗА-ЕВАКУАТОРА

OPTIMIZATION DESIGN PARAMETER SUSPENSION OF SPECIALLY
EQUIPPED LORRY FOR TOWING CARS

Юрій Залуцький, Ігор Кузьо, Олександр Житенко

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

Using the mathematical model of the specially equipped lorry for towing cars as multimass system optimization was performed with the options selected conditions smooth movement. Found a range of values of the parameters that can serve as guidelines for the design the specially equipped lorry for towing cars.

Основними параметрами підвіски є величини, що характеризують її жорсткість та демпфування, які, разом з масово-інерційними характеристиками та характеристиками мікропрофілю дороги, формують «коливальні характеристики» колісної машини: власні частоти, резонансні спектри частот, дисипативні характеристики, математичні очікування та дисперсії пришвидшень тощо. Оптимізація конструктивним параметрів підвіски дозволяє задавати потрібні значення жорсткості та демпфування при яких допустимі значення частот чи середньоквадратичних пришвидшень відповідали б стандартам ІСО 2631 – 78, ГОСТ 12.1.012 – 90. ОСТ 37.001.275 – 84 та ОСТ 37.001.291 – 84.

Для розв'язання задачі оптимізації конструктивних параметрів підвіски, а саме: жорсткості та демпфування, розроблено адекватну математичну модель автовоза-евакуатора з пружно закріпленим вантажем та розглянуто спосіб її реалізації, використовуючи програмний продукт Matlab Simulink. Відображається методика та спосіб реалізації такої моделі за допомогою сучасного програмного продукту для розв'язування актуальних задач динаміки.

У дослідженні оптимізація параметрів підвіски автовоза-евакуатора проводиться за критерієм мінімальних вертикальних пришвидшень підресореної маси при русі по дорогах різного типу в заданому швидкісному діапазоні.

З метою забезпечення потрібних характеристик підвіски щодо відповідності до існуючих стандартів, розроблена програма розрахунку в середовищі Matlab Simulink, яка дозволяє виконати автоматизований підбір оптимальних показників.

УДК 629.5.01

ФАКТОРИ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА МЕТАЛОЄМНІСТЬ КОРПУСІВ РІЧКОВИХ НЕСАМОХІДНИХ БАРЖ

FACTORS AFFECTING ON METAL CONSUMPTION OF RIVER NON- PROPELLED BARGES' HULLS

Ольга Єгорова

*Морське інженерне бюро,
вул. Тиниста, 15, м. Одеса, 65009, Україна.*

For the system "Danube - Main - Rhine" (DMR) is necessary to design vessels with the overall dimensions that are maximally close to the way restrictions of DMR waterways. Ideally, such vessels should be integrated vessels and tug-barge trains.

Оптимізація маси корпусу повинна відображати клас судна з урахуванням факторів, що мають найбільший вплив на ризик ушкоджень протягом всього життєвого циклу експлуатації (з терміном служби до 30 – 35 років).

Порівняльний аналіз показав значну перевагу корпусів барж, набраних за поздовжньою системою набору, над корпусами барж з традиційною поперечною системою. При цьому з'являється можливість завантаження судна в один прохід, що істотно скорочує стоянковий час і знижує роль людської помилки при неправильному розподілі вантажу або неправильному порядку навантаження-розвантаження.

Прийняті проектні конструктивні рішення забезпечують більшу надійність корпусів барж і позитивно впливають на показники економічної ефективності.

УДК 629.113.004.2

ВПЛИВ НЕСПРАВНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ПІДВІСКИ ЛЕГКОВОГО АВТОМОБІЛЯ НА ЙОГО ЕКСПЛУАТАЦІЙНУ ЕФЕКТИВНІСТЬ

THE IMPACT IS NOT FUNCTIONING CORRECTLY SUSPENSION PARTS CARS ON ITS OPERATIONAL EFFECTIVENESS

Роман Качмар, Андрій Музичук

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

Experimental study of the effect of tire pressure and the suspension is not proper operation of the car to change the characteristics of vibrations and not sprung sprung mass of the vehicle. The simulation of vertical oscillations of the car body relative to the road surface in the Simulink environment for dvomasovoyi schemes and three types of obstacles.

Найістотніший вплив на інтенсивність погіршення технічного стану підвісок і шин автомобілів становить якість дорожнього полотна. Зміна параметрів технічного стану підвіски вимагає від експлуатаційників постійного удосконалення алгоритмів і методів діагностування для забезпечення якісної технічної експлуатації автомобілів [1].

З метою встановлення впливу несправностей елементів підвіски автомобілів на його експлуатаційну ефективність проведено експериментальні дослідження впливу тиску в шинах та несправності підвіски легкового автомобіля на зміни характеристики коливань підресорених і невідресорених мас автомобіля.

Для одночасної фіксації зміни коливань колеса і кузова автомобіля ВАЗ-2107 при наїзді на різні види перешкод використано аналогово-цифровий перетворювач IRIS USB Oscilloscope, причому сенсори-аналізатори жорстко закріплювалися на невідресореній масі автомобіля і його кузові. З метою встановлення впливу експлуатаційних показників підвіски і шин автомобіля, запропоновано змінювати тиск у шині і моделювати несправність амортизатора. Дорожні дослідження проводилися на різних швидкостях руху автомобіля – 20 та 30 км/год. Розглядалися три типи перешкод: разовий наїзд на трубу квадратного перерізу 40×60 мм, подвійний наїзд на дві послідовні перешкоди з віддалю між ними 1,2 м і довга перешкода довжиною 1,16 м перерізу 40×200 мм.

За результатами проведених досліджень отримано графіки коливання невідресореної маси і кузова автомобіля відносно дорожнього покриття з різними умовами експериментальних досліджень. Для прикладу наведено графіки зміни напруг на виході сенсорів-аналізаторів кузова і колеса при переїзді через разову перешкоду при тиску в шині 0,15 МПа на швидкості 20 км/год зі справним і несправним амортизатором (рис. 1).

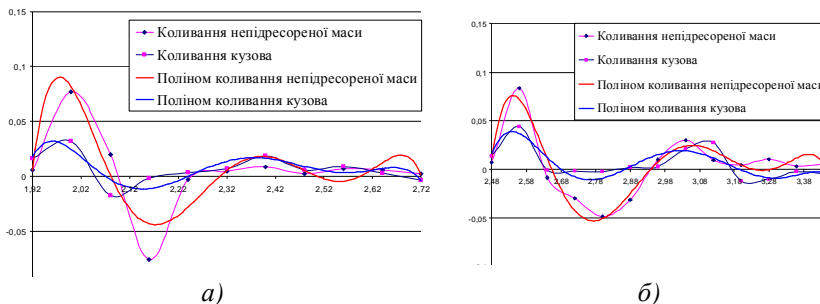


Рис. 1. Зміна напруги на виході сенсорів-аналізаторів колеса і кузова автомобіля відносно дороги при переїзді через разову перешкоду при тиску в шині 0,15 МПа на швидкості 20 км/год: справний (а) і несправний амортизатор (б)

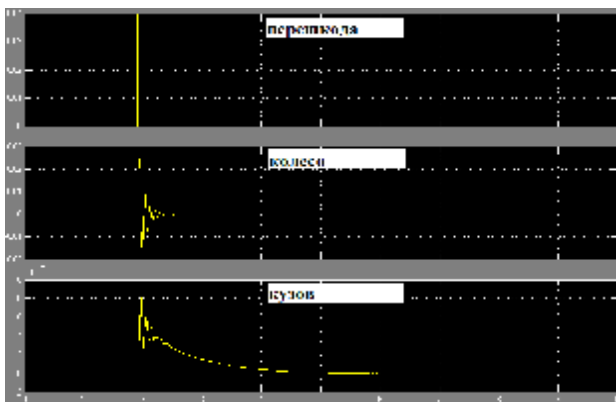


Рис. 2. Коливання підресореної і невідресореної мас відносно дороги

Проведено моделювання вертикальних коливань кузова автомобіля відносно поверхні дороги у середовищі Simulink для двомасової схеми і трьох типів перешкод. Отримано графіки коливань підресореної і невідресореної мас відносно дорожнього покриття (рис. 2).

Наведені результати дослідження дозволили розробити практичні рекомендації для забезпечення якості постановки діагнозу при діагностуванні елементів підвісок автомобілів за допомогою спеціалізованих стендів. Розроблені моделі дають змогу за зміною характеристик коливачь кузова і колеса спрогнозувати залишковий ресурс амортизатора чи несправність окремих елементів підвіски автомобіля.

1. Форнальчик Є.Ю. Експлуатаційна надійність конструкцій підвісок легкових автотранспортних засобів / Є.Ю. Форнальчик, Р.Я. Качмар, І.В. Терлецький // Машинознавство. – 2006. – № 4. – С. 42-44.

УДК 658.5.011

ОЦІНЮВАННЯ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНОСТІ ПРОДУКЦІЇ В СИСТЕМІ «НАУКА-ВИРОБНИЦТВО»

EVALUATION OF PRODUCTS COMPETITIVENESS IN SYSTEM «SCIENCE-PRODUCTION»

Галина Кіндрацька

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

The process of evaluating the competitiveness of products on the technical and economic parameters, identified shortcomings and prospects for their removal.

Незважаючи на спроби промислових підприємств активізувати інноваційну діяльність, частка інноваційної продукції, як свідчать статистичні дані, залишається невеликою з тенденцією до зниження (у 2000 р. – 9,4%, у 2015 р. – лише 1,4%) у загальному обсязі реалізованої продукції.

Одним з важливих напрямів поліпшення ситуації є підвищення рівня конкурентоспроможності машинобудівної продукції. Машинобудування, як одна з найважливіших галузей економіки України, створює попит на продукцію суміжних галузей і є сферою застосування наукових досягнень. Водночас машинобудування залишається технологічно відсталим, інституційно нерозвинутим, надто вразливим до кон'юнктурних коливань на світовому ринку. Обсяги виробництва продукції машинобудування у 2014 р. знизилися в порівнянні з 2004 р. майже в три рази, а продукція машинобудування, за винятком певних її видів, має низьку

конкурентоспроможність на зовнішньому і внутрішньому ринках.

Як показали дослідження, основними причинами низької конкурентоспроможності продукції підприємств машинобудування є високий моральний і фізичний рівні спрацювання основних фондів; погіршення фінансового стану і зростання збитковості підприємств, що призводить до нестачі власних коштів для оновлення виробництва і проблем з отриманням кредитів; низький рівень впровадження інноваційних розробок та нововведень; зменшення обсягів інвестицій тощо.

Особливо варто звернути увагу на зниження рівня освоєння нових видів продукції, які є результатом комерціалізації науково-технічних ідей і сприяють кращому задоволенню існуючих потреб споживачів, або породжують нові. Кількість освоєних у серійному чи масовому виробництві зразків нової продукції залежить від якості розроблення і проектування машинобудівної продукції, а також характеризує результати їх впровадження у виробництво.

Рівень якості нових продуктів (у машинобудуванні частіше використовують термін «технічний рівень») доцільно визначати через порівняння аналізованих показників з відповідними базовими показниками, тобто:

$$k_m = \sum_{i=1}^n k_i b_i, \quad (1)$$

де k_m – коефіцієнт якості (груповий показник конкурентоспроможності за технічними параметрами); n – кількість індивідуальних показників; k_i – відносний індивідуальний показник; b_i – коефіцієнт вагомості i -го індивідуального показника якості, який характеризує його відносну значущість (сума коефіцієнтів має дорівнювати одиниці).

Типовий набір індивідуальних показників містить найповніший їх перелік у межах таких основних груп: призначення, надійності, ергономічності, естетичності, технологічності, транспортабельності, патентно-правових, екологічності, безпеки тощо. Для оцінювання якості машин однієї номенклатурної позиції, які характеризуються подібними функціями і параметрами властивостей, формують розгорнутий перелік показників. Якість однотипних машин оцінюють за конкретним набором індивідуальних показників. На цьому етапі основною проблемою є формування не просто сукупності, а системи порівняльних показників якості для комплексного її аналізу.

Застосування традиційної методики порівняння кількісних значень індивідуальних показників аналізованого виробу і його конкурента в натуральних одиницях на практиці не зовсім коректне, наприклад, часто

не враховують умову, що збільшення відносного індивідуального показника має відповідати поліпшенню якості проектного виробу.

Проблемними моментами визначення коефіцієнта якості у формулі (1) є також призначення експертами вагомості індивідуальних показників якості, що пов'язане з високим рівнем суб'єктивізму та некоректним застосуванням методів експертного оцінювання. Одним з можливих шляхів вирішення цієї проблеми є реалізація процедури ретельного відбору експертів і поєднання індивідуальних методів опитування з математичним опрацювання отриманих результатів.

Підписання Україною у 2014 р. угоди з ЄС привело до зростання конкуренції на внутрішньому ринку внаслідок розширеного доступу до нього іноземних фірм та нових вимог до експорту українських товарів на зовнішні ринки. Відповідно це змушує українських виробників дотримуватися нових технічних регламентів, енергетичних та екологічних директив тощо. Невідповідність показників якості певного виду продукції обов'язковим вимогам нормативних документів вказує на неконкурентоспроможність продукції і подальший аналіз проводити недоцільно.

Не менш важливим для оцінювання рівня якості проектного виробу є вибір бази порівняння для зіставлення значень показників, які характеризують технічну досконалість оцінюваного виду продукції і еталону. Такий вибір істотно залежить від стадії життєвого циклу, а також впливає на його моральну довговічність, тобто здатність конкурувати на ринку і експлуатуватися протягом тривалого терміну. Як показує практика, новий виріб внаслідок порівняння з аналогом може виявитися морально застарілим вже на стадії проектування. Особливо ускладнюється методика оцінювання нової продукції, що не має аналогів не лише у вітчизняній, але й зарубіжній практиці. Слід також врахувати, що показники якості продукції можуть змінюватися під час її експлуатації, наприклад, зростає споживання палива чи знижується потужність двигуна.

Для визначення конкурентоспроможності виробу необхідно не лише порівняти його з іншими за рівнем відповідності конкретній потребі, але й врахувати при цьому витрати на маркетинг, транспортування, встановлення, експлуатацію виробу тощо для задоволення певної потреби споживача. Відповідно досягнення вищого технічного рівня виробу ще не є достатньою умовою його розроблення чи освоєння. Має бути забезпечене оптимальне співвідношення між корисним ефектом і витратами на виготовлення та експлуатацію виробу, тому інтегральний показник конкурентоспроможності

$$k_i = \frac{k_m}{k_e},$$

де k_e – груповий показник конкурентоспроможності за економічними параметрами.

За умови, що k_i більший від одиниці, виріб вважають конкурентоспроможним. Якщо ж ні, то мають бути розроблені заходи щодо підвищення рівня конкурентоспроможності виробу.

Таким чином, незважаючи на всі спроби об'єктивно оцінити на різних стадіях життєвого циклу можливості виробу конкурувати на внутрішньому і/або зовнішньому ринках, досконалої методики визначення його конкурентоспроможності не розроблено, але виявлені недоліки і спроби їх усунути сприяють її удосконаленню з врахуванням умов застосування.

УДК 656.13.073

СТАН І ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ ВОДНЮ В АВТОМОБІЛЯХ

STATE AND PROSPECTS OF HYDROGEN IN CARS

Богдан Кіндрацький, Ярослав Горішний

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

The report analyzed state and prospects of hydrogen in cars. Highlights the advantages of this type of fuel and problems when it is used on cars and of appropriate infrastructure.

Водень останніми роками є предметом інтенсивних досліджень як потенційне паливо для транспортних засобів [1 – 6]. Це зумовлено тим, що розвинуті країни світу вимагають від виробників почати випускати транспортні засоби з нульовим викидом шкідливих речовин в атмосферу. Водень у паливних елементах, де єдиним «продуктом горіння» є вода, надає таку можливість. Перехід транспорту на спалювання водню – це шлях до радикального вирішення проблеми охорони довкілля від забруднення оксидами вуглецю, азоту, сірки та вуглеводнями.

У порівнянні з іншими видами автомобільного палива перевагами водню, в чистому вигляді, є: висока теплота згорання (28620 ккал/кг); добра займистість воднево-повітряної суміші в широкому діапазоні

температур, що забезпечує добрі пускові властивості двигуна при будь-яких температурах атмосферного повітря; нешкідливість відпрацьованих газів; висока антидетонаційна стійкість (допускає роботу при ступені стиснення до 14); висока швидкість згорання, для стехіометричної воднево-повітряної суміші вона в 4 рази більша, ніж для бензино-повітряної, що забезпечує кращу повноту згорання водню і визначає більш високий термічний ККД (у середньому на 20...25 %); добра займистість у широкому діапазоні сумішей з повітрям; робить можливим здійснення якісного регулювання сумішоутворення в двигуні шляхом зміни кількості подаваної суміші певного складу; при застосуванні водню можна відмовитися від дроселювання потоку повітря на впуску і тим самим збільшити термічний ККД двигуна на режимах часткових навантажень.

Можна виділити такі перспективні напрями розроблення водневих двигунів: двигун розподіленого впорскування (Оклахомський університет, США; фірма BMW, Німеччина та ін). Це переобладнаний звичайний двигун, потужність якого при переході на водень дещо підвищилася. Стірлінг-двигун зовнішнього згорання (фірма «Філіпс», Голландія та ін). Сучасні двигуни зовнішнього згорання зі зворотно-поступально рухомими поршнями є двигунами подвійної дії (наприклад, з чотирма циліндрами), що працюють з певним зсувом фаз і при високих тисках (від 5 до 20 МПа).

Важливим для використання водню на автомобільному транспорті є організація відповідної інфраструктури. На сьогодні до 90% водню отримують, переважно, з викопних джерел енергії. Для водневих автомобілів є потреба у будівництві та розміщенні розподільчої інфраструктури з великим вкладенням капіталу. Одне з головних завдань – забезпечення компактного і безпечного зберігання водню на борту автомобілів. У Європі діє програма розвитку транспортних коридорів, на яку виділяються мільярди євро. Водень входить у цю програму. Метою є будівництво первинної мережі водневих заправних станцій для того, щоб будь-який житель ЄС міг вільно пересуватися на своєму водневому автомобілі. До створення й апробації системи водневої енергетики на автомобілях, крім великомасштабного промислового обладнання, потрібні також технології малих виробництв, включаючи електролізери, стаціонарні і бортові реформери, що виробляють водень з газоподібних і рідких палив.

Аналізуються умови та перспективи розвитку інфраструктури для обслуговування автомобілів на водневому паливі в Україні.

1. http://www.toyota-global.com/innovation/environmental_technology/fuelcell_vehicle/. 2. <http://www.hydrogen-motors.com/buses.html>. 3. <https://ssl.toyota.com/mirai/stations.html>. 4. <https://www.drive.ru/drive-test/toyota/5660465a95a656be090000fb>.

html. 5. <http://www.autocentre.ua/test-drive/test-drive-toyota-mirai-vodorodyaschiy-va-ac-67746.html>. 6. <http://autopark.pp.ua/71-vodneviy-dvigun-dlya-avtomoblya-opis-perevagi-princip-roboti.html>.

УДК 656.13.073

**ВПЛИВ ВТОРИННОГО ПІДРЕСОРИЮВАННЯ НА
ВІБРОНАВАНТАЖЕНІСТЬ ОБ'ЄКТА ТРАНСПОРТУВАННЯ
СПЕЦІАЛІЗОВАНИМ АВТОМОБІЛЕМ**

**INFLUENCE OF SECONDARY SUSPENSION ON VIBRATION LOADING
OF SPECIALIZED CAR TRANSPORTATION OBJECT**

Богдан Кіндрацький, Олексій Осмак

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

Influence of secondary suspension on vibration loading of specialized car transportation object are investigated.

Плавність ходу – властивість автомобіля знижувати динамічні навантаження на водія, пасажирів, вантаж, елементи конструкції від коливань та вібрацій, поштовхів і ударів, що виникають у результаті взаємодії коліс з дорогою. Від плавності ходу залежать: втомлюваність водія та пасажирів, безпека руху (стійкість і керованість автомобіля), збережність вантажу, надійність автомобіля, середня швидкість руху (як наслідок витрата палива, продуктивність, собівартість перевезень). При транспортуванні особливо важливих об'єктів спеціалізованими транспортними засобами характеристика штатної підвіски не завжди забезпечує потрібну плавність ходу, що вимагає вторинного підресорювання таких об'єктів з метою забезпечення потрібних умов перевезення.

У середовищі Simulink авторами розроблена стимуляційна модель омірного руху спеціалізованого автомобіля з додатково підресореним об'єктом транспортування. Аналіз коливних процесів проведено на прикладі транспортного засобу НММWV M1026 з такими параметрами: споряджена маса – 2761 кг (розподіл між осями: 1478 кг – на передню, 1283 кг – на задню); момент інерції підресореної маси – 6357 кг·м²; жорсткість пружин передньої підвіски – 25000 Н/м, задньої – 30000 Н/м; коефіцієнт демпфування амортизаторів підвіски 4000 – Н·с/м; жорсткість

шини – 130000 Н/м, її коефіцієнт демпфування – 15 Н·с/м; величина невідресореної маси – 100 кг (маса колеса, колісного редуктора, поворотної маточини, половина маси важелів); колісна база – 3,3 м; віддаль від осі переднього колеса до центра мас – 0,53 м; маса об'єкта транспортування – 75 кг. В основу стимуляційної моделі покладена плоска п'ятимасова динамічна модель (рис. 1).

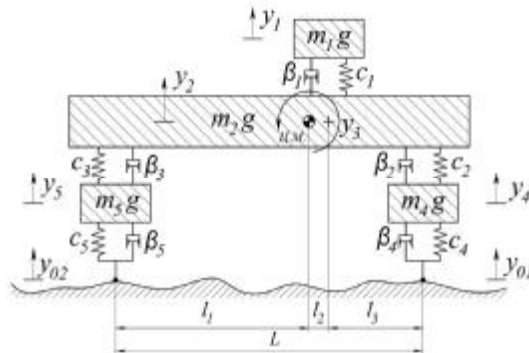


Рис. 1. Динамічна модель автомобіля: m_1 – маса об'єкта транспортування; m_2 – відресорена маса автомобіля; m_4 – невідресорена маса переднього моста; m_5 – невідресорена маса заднього моста; c_1, c_2, c_3 – зведені жорсткості системи вторинного підвішування, передньої та задньої підвісок; b_1, b_2, b_3 – зведені коефіцієнти розсіювання енергії в системі вторинного підвішування, передній та задній підвіски; c_4, c_5 – жорсткості шин; b_4, b_5 – коефіцієнти розсіювання енергії в шинах; y_{01}, y_{02} – кінематичне збурення на колеса передньої та задньої осей; g – прискорення сили земного тяжіння

Коливальні процеси у такій моделі описані системою п'яти диференціальних рівнянь другого порядку:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{y}_1 + b_1 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2 - l_2 \dot{y}_3) + c_1 (y_1 - y_2 - l_2 y_3) &= 0; \\
 m_2 \ddot{y}_2 - b_1 \dot{y}_1 + \dot{y}_2 (b_1 + b_2 + b_3) + \dot{y}_3 (l_2 b_1 + l_3 b_2 - l_1 b_3) - b_2 \dot{y}_4 - b_3 \dot{y}_5 - \\
 - c_1 y_1 + y_2 (c_1 + c_2 + c_3) + y_3 (l_2 c_1 + l_3 c_2 - l_1 c_3) - c_2 y_4 - c_3 y_5 &= 0; \\
 J \ddot{y}_3 - l_2 b_1 \dot{y}_1 + \dot{y}_2 (l_2 b_1 + l_3 b_2 - l_1 b_3) + \dot{y}_3 (l_2^2 b_1 + l_3^2 b_2 - l_1^2 b_3) - l_3 b_2 \dot{y}_4 + l_1 b_3 \dot{y}_5 - \\
 - l_2 c_1 y_1 + y_2 (l_2 c_1 + l_3 c_2 + l_1 c_3) + y_3 (l_2^2 c_1 + l_3^2 c_2 - l_1^2 c_3) + l_3 c_2 y_4 + l_1 c_3 y_5 &= 0; \\
 m_4 \ddot{y}_4 - b_2 \dot{y}_2 - l_3 b_1 \dot{y}_3 + \dot{y}_4 (b_2 + b_4) - c_2 y_2 - l_3 c_2 y_3 + y_4 (c_2 + c_4) &= c_4 y_{01} + b_4 \dot{y}_{01}; \\
 m_5 \ddot{y}_5 - b_3 \dot{y}_2 - l_1 b_3 \dot{y}_3 + \dot{y}_5 (b_3 + b_5) - c_3 y_2 - l_1 c_3 y_3 + y_5 (c_3 + c_5) &= c_5 y_{02} + b_5 \dot{y}_{02},
 \end{aligned}$$

де L, l_1, l_2, l_3 – параметри автомобіля, зображені на рис. 1.

Виконано дослідження впливу вторинного підресорювання на вібронавантаженість об'єкта транспортування при русі автомобіля по дорогах різного профілю. Розглянуто переїзд автомобіля через разову перешкоду висотою 25 см та довжиною 1,4 м; наїзд на бордюр висотою 25 см; рух із швидкістю 50 км/год по бруківці; синусоїдальному профілю (амплітуда 40 см, частота 0,25 Гц).

Встановлено, що за сталих параметрів підвіски спеціалізованого автомобіля забезпечити належний віброзахист об'єкта транспортування при русі по поверхні дороги різного профілю не вдається. Застосування вторинного підресорювання з адаптивною системою керування зміною жорсткості та розсіювання енергії дає можливість налаштувати її характеристики відповідно до умов руху автомобіля і забезпечити належний захист об'єкта транспортування від перевантаження.

УДК 624.132.3:621.879.4

УТВОРЕННЯ ПРОСИПІВ У ПРОЦЕСІ РОБОТИ УНІВЕРСАЛЬНИХ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

CREATING OF THE SPILLAGES DURING THE MULTIPURPOSE EARTHMOVING MACHINE OPERATION

Андрій Коваль, Ігор Тесленко

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

Using of the continuous-action machines is caused by the execution of implementation of large volumes of work on the development and movement of significant volumes of soil. Creation and application of multipurpose earthmoving machines will allow considerably to increase the productivity of work through the special motion of the working body and to increase the production efficiency of the machines by increasing the mass production of the same type machines. It's revealed that filing of the working body forms the spillages on the bottom of the notch up to 20% of the pit's size. To reduce the spillages the new construction of buckets and the trajectory of the working body's movement was proposed.

Земляні роботи, надто копання протяжних виїмок різного призначення в ґрунті як в Україні, так і за її межами пов'язано з

розробленням та переміщенням значних об'ємів ґрунту. Виконання таких обсягів робіт можливо лише з використанням високопродуктивних землерийних машин, насамперед екскаваторів безперервної дії. Заслугує серйозної уваги створення універсальних землерийних машин, здатних одним і тим самим робочим органом, без його конструктивних змін, забезпечувати копання у ґрунті протяжних виїмок різної ширини. Це значною мірою розширить сферу використання високоєфективних землерийних машин безперервної дії у будівництві об'єктів різного призначення, збільшить ефективність виробництва машин завдяки підвищенню масовості виготовлення однотипних машин.

Одним з можливих рішень цієї задачі є створення універсальних землерийних машин, робочі органи яких працюють у режимі віяльно-поступальної подачі на забій. Робочі органи таких машин можуть бути ланцюговими, або роторними. Однак не залежно від його типу, робочий процес таких машин супроводжується утворенням неконтрольованих просипів на дні траншеї, ширина якої більша за ширину самого робочого органа. Просипи утворюються перед робочим органом під час його бічної подачі на забій та призводять до різкого збільшення бічної сили на робочому органі в момент підходу до стінки забою. Значні об'єми призми ґрунту на дні забою унеможливають його розроблення елементами робочих органів – балками ланцюгового робочого органа, або ківшами ротора.

Дослідження на фізичній моделі роторного робочого органа з віяльно-поступальною подачею на забій та інерційним розвантаженням показали, що максимальний об'єм просипів ґрунту на дні забою може досягати 20% об'єму котловану. Для зменшення просипів запропонована нова конструкція ковшів ротора. Різальні периметри ковшів закріплені на центральному барабані жорстко, а шарнірно до них прикріплено металоконструкцію самих ковшів. Металоконструкція ковшів має просторову форму, днище якої утворює ланцюгове полотно. Кріплення ковшів виконано таким чином, щоб забезпечити переміщення задньої стінки ковша відносно центра обертання ротора. Така конструкція забезпечує ефективне розвантаження ґрунту. Зменшення просипів ґрунту можливо також досягти при переміщенні робочого органа по траєкторії, що забезпечує розроблення ґрунту стружками сталої товщини в плані під час бічної подачі робочого органа від однієї стінки забою до іншої. Застосування вказаних заходів та вибір раціональних кінематичних параметрів робочого органа дозволяє знизити просипи до 5 –7 % від об'єму широкої траншеї.

УДК 621.548

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПУСКОВОГО МОМЕНТУ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ОСЬОВОГО ВІТРОКОЛЕСА ЗА РІЗНИХ КУТІВ ВІДХИЛЕННЯ ЛОПАТЕЙ

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF STARTING TORQUE OF
HORIZONTAL-AXIS WIND-WHEEL WITH VARIOUS ANGLES OF
BLADES INCLINATION

Віталій Корендій, Олександр Бушко

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

The technique of experiments carrying out is considered and the results of experimental investigations of the starting torque of horizontal-axis wind-wheel with various angles of blades inclination and various velocities of incoming air flow are presented.

Вітроколесо 1 встановлювалося в робочій частині аеродинамічної труби 2 та обдувалося потоком повітря різних швидкостей (рис. 1). Швидкість потоку повітря регулювалася шляхом зміни частоти обертання вентилятора 3 аеротруби 2 та фіксувалася за допомогою анемометра 4. З метою фіксації пускового моменту вітроколеса, до головного вала 2 одним кінцем жорстко приєднувався поворотний важіль 1, інший кінець якого взаємодіяв зі штоком 3 динамометра 4 (рис. 2).

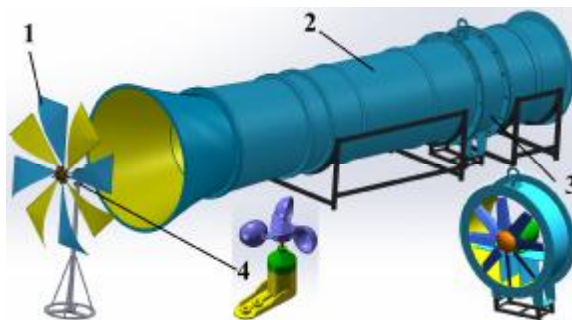


Рис. 1. Схема розміщення обладнання під час проведення експериментальних досліджень

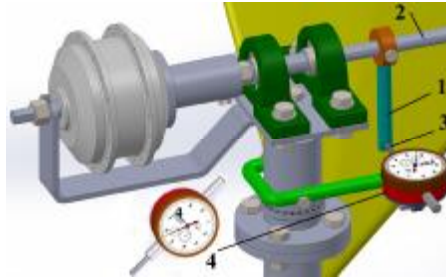


Рис. 2. Схема механізму вимірювання пускового моменту вітроколеса

Експериментальні дослідження проводилися за різних кутів α відхилення поздовжніх осей лопатей від горизонтального вала вітроколеса та різних кутів β відхилення площин лопатей від площини обертання вітроколеса. Отримані результати, наведені на рис. 3 і рис. 4, можуть бути використані під час розроблення систем протиштормового захисту і дозволяють зробити висновок, що, з метою максимізації пускового моменту, необхідно збільшувати парусність вітроколеса.

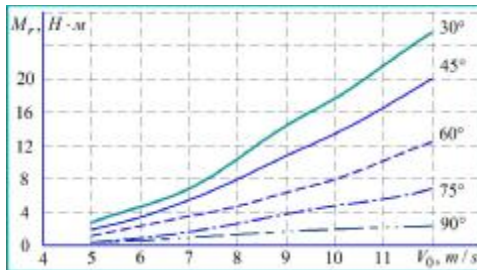


Рис. 3. Залежність пускового моменту вітроколеса від швидкості повітряного потоку за різних кутів β при $\alpha = 90^\circ$

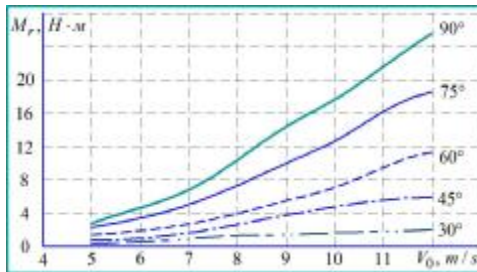


Рис. 4. Залежність пускового моменту вітроколеса від швидкості повітряного потоку за різних кутів α при $\beta = 30^\circ$

УДК 621.548

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ І ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ШЕСТИ- І ВОСЬМИЛАНКОВИХ ШАРНІРНО- ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ КРОКУВАННЯ

ANALYSIS OF STRUCTURAL AND OPERATIONAL FEATURES OF SIX-
AND EIGHT-LINK HINGE-LEVER-TYPE WALKING MECHANISMS

Віталій Корендій, Роман Скрипник, Ігор Хомич

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

Basic structural and operational features of six- and eight-link hinge-lever-type walking mechanisms are considered. Principal and kinematic diagrams of corresponding mechanisms are presented and problems of their optimization synthesis with the aim to ensure the prescribed motion parameters are solved.

Крокуючі рушії на основі жорстких важільних систем, зокрема рушії на базі циклових механізмів, гарантують наперед визначену траєкторію руху опори і характеризуються тим, що в якості механізму крокування у них використовується готовий механічний перетворювач або новий механізм, синтезований за вибраною траєкторією руху опори. У цій доповіді увага зосереджена на шестиланковому та восьмиланковому механізмах, принципи та кінематичні схеми яких наведені на рис. 1.

Рух таких механізмів відбувається за рахунок обертання ланки 1 (кривошипа), тобто механізми володіють одним ступенем вільності. Це дозволяє істотно спростити привід і систему керування крокуючого рушія. Шарніри O , O_1 , O_2 встановлюються на рамі машини. До шарніра H приєднується стопа, що взаємодіє з опорною поверхнею, по якій рухається крокуючий рушій. Траєкторія руху стопи залежить від геометричних параметрів рами машини та елементів крокуючого рушія. Тому з метою забезпечення наперед заданих параметрів руху машини (швидкості переміщення, довжини кроку, висоти піднімання стопи тощо) було розв'язано низку задач оптимізаційного синтезу механізмів крокування та обґрунтовано відповідні геометричні параметри.

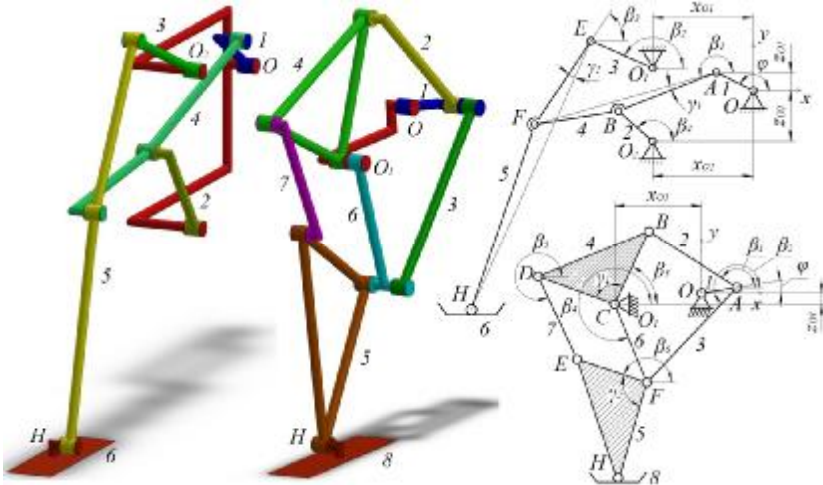


Рис. 1. Принципові і кінематичні схеми шести- і восьмиланкового механізмів крокування

УДК 621.878.23.001.4

РОБОЧЕ ОБЛАДНАННЯ БУЛЬДОЗЕРА ПІДВИЩЕНОЇ ПРОДУКТИВНОСТІ З ТРИСЕКЦІЙНИМ ВІДВАЛОМ

BULLDOZER EQUIPMENT OF INCREASED EFFICIENCY OF
THREESECTIONAL BULLDOZER BLADE

Кирило Крекнін

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
вул. Чернишевського, 24 а, м. Дніпро, 49000, Україна.

One of prospect direction to increase the efficiency of bulldozer aggregates is equipping them with sectional bulldozer breasts. The construction of bulldozer breasts equipped with two lateral sections hingely installed with the angle according to the central vertical symmetry axis is worked out in our laboratory. This construction allows to turn lateral sections as to the middle bearing part to the given angles.

Масове використання бульдозерних агрегатів у різних галузях будівництва потребує постійного удосконалення їхньої конструкції та технологічних показників. Найбільш важливим елементом цих машин є робоче обладнання, досконалість якого визначає ефективність цих агрегатів. Одним з перспективних напрямів удосконалення робочого обладнання бульдозерів є застосування трисекційних шарнірно з'єднаних відвалів. Особливо це стосується трисекційних відвалів з нахиленими у поперечній площині осями шарнірів. Виходячи з цього, вирішено сконструювати відвал з керованими бічними секціями. Головною перевагою пропонованої конструкції є наступне: відвал складається з середньої секції і шарнірно з'єднаних з нею бічних секцій відвала. При цьому, з'єднання виконане під кутом відносно вертикалі, а довжина різального ножа середньої секції відвала більша за довжину верхньої частини його середньої секції. Наявність гідроциліндрів керування кінцевими частинами відвала дозволяють перетворити відвал з накопичувального в шляхопрокладальний, а також у грейдерний режими.

При проектуванні таких відвалів потрібно враховувати конструктивні та кінематичні особливості складових частин, які визначають форму лобової (внутрішньої) частини та максимальну кількість ґрунту, що може накопичуватись перед ними. Особливість кінематики шарнірно з'єднаних відвалів з нахиленими осями полягає в тому, що при повороті бокових секцій вперед леза їхніх ножів нахилиються відносно леза середньої секції вниз під кутом α , а лобові частини нахилиються вперед, суттєво впливаючи на фронтальну проекцію робочого органа.

Встановлено, що процес призмоутворення при копанні ґрунтів відвальними робочими органами носить складний характер. Як показують експериментальні дослідження, процес призмоутворення супроводжується інтенсивним рухом ґрунтової маси перед лобовою частиною відвала та розвалу ґрунту за зону дії робочого органа в бокові валки.

Система приводу бокових секцій дозволяє трансформувати відвал у накопичувальний, шляхопрокладальний, традиційний і грейферний режими, що робить цю машину більш універсальною і розширює її технологічні можливості.

УДК 621.869

МОДЕЛЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДВІСКИ СТРІЛ БУДІВЕЛЬНИХ ЕКСКАВАТОРІВ ТА КРАНІВ

DESIGN PARAMETERS OF SUSPENSION OF BUILDING ARROWS EXCAVATORS AND CRANES

Валерій Крупко

*Донбаська державна машинобудівна академія,
вул. Академічна, 72, м. Краматорськ, 84313, Україна.*

The questions of determination of the dynamic loading on the pendant of arrows and metallic constructions of building power-shovel, faucets and ways of their decline are considered.

Промислово-господарський комплекс України потребує регулярного виконання великого обсягу земляних робіт. Найбільш розповсюдженими землерийними машинами є універсальні будівельні екскаватори. Процес роботи таких машин супроводжується значними динамічними навантаженнями на їхні виконавчі механізми та металоконструкцію, що інтенсифікує зниження залишкового ресурсу останніх та негативно впливає на роботу екскаватора в цілому.

Літературні джерела містять різноманітні шляхи зниження динамічних навантажень. Принцип дії багатьох розробок ґрунтується на введенні додаткових пружних пристроїв у механізм підйому робочого органа. Застосування таких систем на практиці веде до погіршення технічних характеристик машини через ускладнення виконавчих механізмів.

Метою цієї роботи є підвищення технічного рівня універсальних екскаваторів та їхнього обладнання за рахунок введення у несучі металоконструкції додаткових пристроїв-гасників коливань, розроблених на основі встановлених закономірностей взаємодії системи елементів: підвісу вантажозахоплювальних пристроїв – виконавчих механізмів і металоконструкцій.

На кафедрі підйомно-транспортних машин ім. проф. Коха П.І. ДДМА розроблена структурно-розрахункова схема системи підвіски стріл екскаваторів та кранів, що дозволяє врахувати жорсткість окремих елементів і визначити вплив жорсткості кожного з елементів на величину динамічних навантажень, які виникають при взаємодії робочого органа (ковша, грейфера тощо) із зовнішнім середовищем.

Розроблення математичної моделі та проведення обчислювального експерименту дозволили, змінюючи жорсткість системи та окремих її елементів, знайти оптимальний варіант виконання конструкції та

елементів підвісу стріли екскаватора на основі порівняння отриманих результатів теоретичних досліджень.

Для порівняльного аналізу систем підвісу стріл з різними елементами жорсткості було проведено моделювання металоконструкції будівельного універсального екскаватора з обладнанням робочого органа у вигляді грейфера з лінійним масштабом $k_\epsilon=10$.

Експеримент, проведений на фізичній моделі у лабораторії кафедри ПТМ ДДМА, дозволив отримати осцилограму навантажень, які підтверджують попередні висновки. Середня похибка 15% не перевершує допустиму 22%.

Проведена робота дозволила виявити найефективнішу схему виконання конструкції та системи підвісу стріли (наприклад: вантова зі встановленим демпферним пристроєм) що дозволяє знизити амплітуду динамічних коливань на 18...22% та час їх затухання.

Подальші дослідження слід присвятити розробленню методів зниження динамічних навантажень у системах підвісу стріл за рахунок обґрунтованого вибору раціональних параметрів гасників коливань та можливого акумулювання енергії, яка в подальшому може використовуватися для живлення робочих та допоміжних механізмів базової машини.

УДК 621.869

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ЧОТИРИОПОРНОГО ЕКСЦЕНТРИКОВОГО КРОКУЮЧОГО МЕХАНІЗМУ

EXPERIMENTAL RESEARCHES OF THE FOUR-BASIC WALKING PROPELLER

Ігор Крупко

*Донбаська державна машинобудівна академія,
вул. Академічна, 72, м. Краматорськ, 84313, Україна.*

Article is devoted experimental researches which have confirmed working capacity of the four-basic walking mechanism, and investigated parameters allow to carry out the analysis of their influence on power consumption of process of moving of a design of a drive parameters of the running equipment.

Для господарського комплексу України на найближче майбутнє одним з пріоритетних напрямків буде видобуток корисних копалин відкритим способом, для якого характерною ознакою є використання одноковшових екскаваторів. На основі оцінювання технічного рівня сучасних механізмів пересування, а саме, гусеничного, крокуючого традиційного триопорного, та нового крокуючого чотириопорного було встановлено, що саме останній механізм є досить перспективним як для екскаваторів, так і для інших технологічних самохідних машин (бурових верстатів, дробарок тощо.).

Методи проектування і розрахунків приводів крокуючих механізмів у сучасних роботах представлена тільки для триопорних, і то в досить загальному вигляді. Нами було проведено фізичне моделювання і розроблена модель стосовно машини масою від 100 до 400 тон.

Проведені теоретичні й експериментальні дослідження дали змогу розробити і виготовити фізичну модель крокуючого рушія, а також відтворити динаміку процесу пересування машини та уточнити параметри і характеристики приводу, і дослідити вплив параметрів механізму на кінематику руху машини та взаємодії його із зовнішнім середовищем.

Враховуючи можливі зміни навантажень на двигуни рушія і режими роботи, а саме: пересування по прямій горизонтальній поверхні, підйом по площині, нахилений до горизонту на кут до 12° ; поворот моделі в різних режимах; зміна ваги і положення центра мас крокуючого візка було вибрано можливий коефіцієнт перевантаження $\psi=2,4$.

Виходячи з визначених геометричних, силових і кінематичних параметрів фізичної моделі крокуючого механізму визначено потужність двигунів для приводу рушія. За допомогою вимірювально-інформаційної системи були отримані осцилограми, з яких видно, що характер руху моделі має нерівномірний характер.

У результаті виконаної роботи були визначені основні масштабні коефіцієнти геометричних, кінематичних і силових параметрів моделі й натури для крокуючого механізму. Це дозволяє провести синтез крокуючого механізму й опорної частини, виявити параметри, які впливають на процес переміщення і вибрати їхнє раціональне значення для різних умов роботи, досліджувати вплив цих параметрів на енергоємність процесу переміщення екскаватора й обґрунтувати раціональне співвідношення силових і кінематичних параметрів.

Таким чином, за допомогою вимірюваних механічних та електричних характеристик було експериментально визначено вплив параметрів приводу, на енергоємність процесу крокування. Це дало змогу визначити величину одного з найважливіших показників технічного рівня

рушіїв пересування при різних режимах роботи, визначити вплив на величину цього показника основних технічних параметрів крокуючого механізму.

УДК 621.01

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО БУНКЕРНОГО ЖИВИЛЬНИКА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

DEFINITION OF PARAMETERS OF VIBRATING HOPPER FEEDERS WITH ELECTROMAGNETIC ACTUATOR

Олексій Ланець, Роман Качмар, Володимир Боровець

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

For example of a vibrating hopper feeder methodology described his design with the withdrawal of the main analytical dependencies that set the parameters of the system

Вібраційні бункерні живильники широко використовуються для автоматизації виробничих процесів і в технічній літературі наведено методики їх проектування [1-2]. Проте існують неточності у викладеннях, які утруднюють встановлення параметрів системи, також практично відсутні приклади розрахунків, що дозволили б наочно продемонструвати застосування представлених теорій. Було поставлене завдання створення презентаційного бункера для забезпечення безперервного транспортування зорієнтованих сталевих деталей по замкненому циклу. Для цього запропоновано схему руху деталей у проектованому вібраційному бункерному живильнику. Бункер виконано за двомасовою схемою, де кожна з мас містить по чаші, які коливаються в протифазі за гвинтоподібними траєкторіями.

Проведено обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів вібраційного бункерного живильника, визначено геометричні параметри чаш та встановлено кінематичні параметри живильника. При встановленні інерційно-жорсткісних та силових параметрів коливальної системи, визначено вирази для жорсткості пружної системи та зведених мас, для амплітудного значення збурювального зусилля та уточнені вирази для встановлення зведеної маси та моменту інерції (рис. 1).

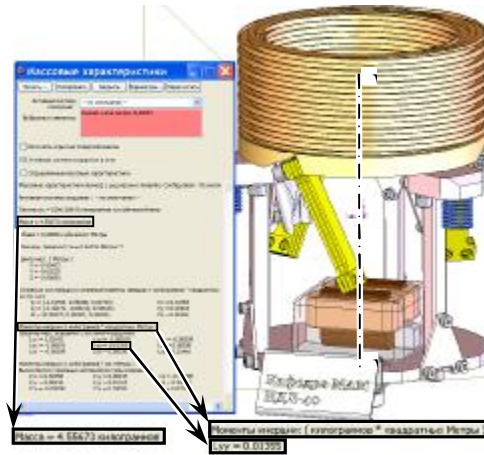


Рис. 1. Вікно програмного продукту SolidWorks, в якому відображено визначення інерційних параметрів зовнішньої чаші

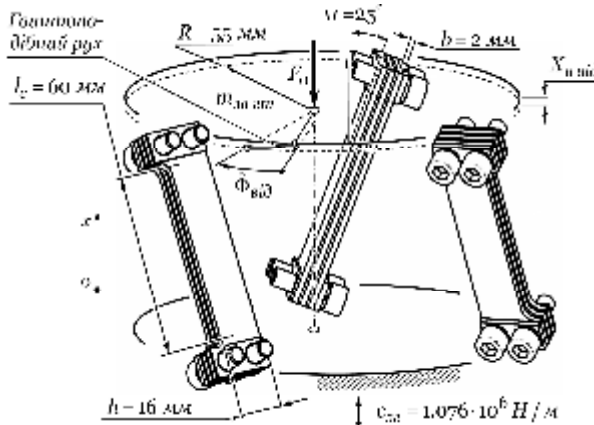


Рис. 2. Загальний вигляд пружної системи з проставленими значеннями її геометричних та інерційно-жорсткісних параметрів

Проведено також розрахунок пружної системи і визначено геометричні параметри пружних елементів, здійснено перевірку їх на міцність (рис. 2). Проведено розрахунок електромагнітного вібробудника, вибрано параметри осердя з котушками. Встановлено споживану потужність електромагнітного вібробудника для приведення коливальної

системи в рух з відносною амплітудою коливань $X_{\text{від}} = 0.5$ мм збудовальним зусиллям $F_{\text{гарм}} = F_0 = 50$ Н.

1. Повідайло В.О. *Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник.* – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2004. – 248 с. 2. Ланець О. С. *Високоєфективні міжрезонансні вібраційні машини з електромагнітним приводом (Теоретичні основи та практика створення): монографія / О. С. Ланець.* – Львів: Вид-во Нац. ун-ту «Львівська політехніка», 2008. – 324 с.

УДК 629.331

ВИДИ ТА ХАРАКТЕРИСТИКА ДВОМАСОВИХ МАХОВИКІВ У ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ

TYPES AND CHARACTERISTICS DUAL MASS FLYWHEEL IN THE TRANSMISSION VEHICLE

Роман Літвін

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

Classification dual mass flywheels German company Sach, analyzed their advantages and disadvantages.

Стрімкий розвиток автомобілів за останні роки призвів до створення більш потужних двигунів одночасно з серйозним посиленням вимог до комфорту водія і пасажирів. Періодичні процеси займання в чотири-тактному двигуні внутрішнього згорання викликають нерівномірність крутного моменту, який передається на трансмісію у вигляді крутильних коливань. У результаті з'являються шум і вібрації, стук у коробці перемикачів передач, що призводить до погіршення шумового фону і зниження комфорту. Для максимально можливої ізоляції крутильних коливань, захисту трансмісії, покращання комфорту керування автомобілем, використання двомасового маховика (ДММ) стало необхідністю, оскільки на сьогоднішній день аналогів йому практично немає [1, 2].

Вібрації, які передаються від двигуна, призводять до негативних наслідків, зокрема, руйнують вали, підшипники, шестерні коробки

перемикання передач, послаблюють кріплення елементів автомобіля, зменшують ресурс вузлів і агрегатів. Використання ДММ у трансмісії автомобіля сприяє вирішенню цих проблеми.

ДММ німецької фірми Sachs умовно поділяються на такі види: з адаптивним демпфером (маятниковий демпфер забезпечує ефективне гасіння коливань, використовується для забезпечення максимального рівня комфорту), з безпосереднім відбором потужності (застосовується для дводискового зчеплення, гібридного приводу та варіаторів), дворядний ДММ (використовується для двигунів з крутним моментом понад 350 Нм, додатковий внутрішній контур необхідний для забезпечення максимального рівня комфорту), ДММ для малих та середніх двигунів з крутним моментом до 350 Н·м (вбудована поверхня тертя пропорційно збільшує опір, при збільшенні кута повороту вторинної маси щодо первинної маси), ДММ для легкових автомобілів з роботизованою трансмісією [3].

На основі вище наведеної класифікації проаналізовано переваги та недоліки ДММ. До основних переваг, які можна отримати при використанні ДММ слід віднести: зменшення споживання палива, зменшення викидів CO₂, високий рівень комфорту, кращі характеристики гасіння вібрацій при максимальному моменті. ДММ запобігає виникненню резонансних коливань у двигуні, забезпечує більш плавний запуск двигуна, більш «м'яке» рушання з місця, зменшує зношення синхронізаторів.

Попри всі переваги використання ДММ, він має певні недоліки: складність конструкції, висока вартість, значна трудомісткість операцій при заміні (необхідно демонтувати коробку перемикання передач та зчеплення), неможливість довготривалого зберігання (консистентне мастило, яким заповнений ДММ, має термін придатності 3 роки в умовах зберігання маховика), використання ДММ унеможливорює чіп-тюнінг двигуна, ДММ дуже чутливий до спортивної манери керування автомобілем та руху на низьких обертах колінчастого вала з навантаженням, частий вихід з ладу пружинно-демпферного механізму (зокрема дугової пружини).

У доповіді аналізуються можливості покращання характеристик ДММ шляхом внесення конструктивних змін та обґрунтування параметрів.

1. www.tranzitm.com.ua/sovety/134-dvuhmassovyi. 2. www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/4_dmfw_1.pdf. 3. autoexpert.com.ua/stati/avtokomponenty/9003-dvuxmassoviy-maxovvik-est-li-alternativa.html

УДК 628.511

ПРОГНОЗУВАННЯ ОСНОВНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИКЛОНІВ ЗАСОБАМИ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

FORECASTING MAIN CHARACTERISTICS CYCLONE OF COMPUTER SIMULATION

Володимир Майструк, Роман Гаврилів, Павло Майструк

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

The main problem in the design of new gas treatment devices with centrifugal separation zone. A solution of problems by means of computer modeling of traffic flows of gas and dust in the working area of the cyclone.

Однією з основних проблем при проектуванні нових пилоочисних апаратів з відцентровою зоною розділення будь-якого типу та модернізації існуючих установок є відсутність надійних методів прогнозування визначальних характеристик циклонів – ефективності вловлювання пилу та гідравлічного опору.

Розрахунок ефективності апарата проводять, переважно, користуючись спрощеними математичними моделями, які в більшості випадків спотворюють реальну картину процесу сепарації, що відбувається в робочій зоні циклона, а це призводить до завищених результатів щодо вловлювання частинок пилу, особливо дрібних фракцій. Експериментальні дослідження з визначення поля швидкостей взагалі важко реалізувати внаслідок складності конструкції апарата і відсутності надійних та доступних вимірювальних приладів і методик розрахунку.

Втрати тиску здебільшого визначають експериментальним шляхом в лабораторних умовах у залежності від конструктивних особливостей апарата, фіктивної швидкості та технологічних параметрів.

Відсутність надійних способів прогнозування основних технологічних характеристик циклона створює значні труднощі під час розроблення нових та модернізації існуючих конструкцій апаратів сухого очищення газів, а існуючі лабораторні методи є надзвичайно трудомісткими та економічно недоцільними. Тому задача з удосконалення розрахунку аеродинамічних характеристик та процесу пиловловлювання в робочій зоні циклонів різних конструкцій, з метою прогнозування їхніх основних робочих характеристик є актуальною.

Поставлену проблему в науково-дослідній роботі можна вирішити засобами комп'ютерного моделювання руху газопилових потоків у робочій зоні циклона та вивченням роботи апарата.

Суть цього методу полягає в тому, що на основі математичної моделі, яка закладена в програмний продукт, кількісно визначається поведінка об'єкта, що вивчається, в тих або інших умовах. Зіставлення результатів теоретичних розрахунків з експериментальними дослідженнями дозволяє оцінити ефективність цієї математичної моделі. За адекватності моделі з'являється можливість знайти оптимальні геометричні параметри і режими роботи діючих або проєктованих конструкцій пиловловлювальних апаратів.

Серед найбільш відомих програмних комплексів можна виділити наступні SolidWorks фірми DSS SolidWorks Corp., Ansys фірми Ansys Inc., FlowVision фірми Tecsc і інші.

Аналіз та узагальнення результатів теоретичних досліджень за допомогою CFD-програм та лабораторних експериментів, які одержані для різних конструктивних та режимних параметрів роботи циклонів, дають можливість зробити такі висновки: результати експериментальних досліджень апаратів різних конструкцій добре узгоджуються з теоретично розрахованими; аналіз траєкторії руху закрученого газового потоку в апараті дозволяє розробити практичні рекомендації при створенні нових та модернізації існуючих пилоочисних апаратів; значно скорочується час та затрати на розроблення і проєктування циклонів.

УДК 621.825.7

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МУФТИ ЗАПОБІЖНОЇ З ПРОФІЛЬНОЮ ВТУЛКОЮ

PARAMETERS JUSTIFICATION OF THE SAFETY COUPLING WITH PROFILED HUB

**Володимир Малащенко¹, Володимир Стрілець², Юрій Брошук²,
Олег Стрілець²**

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

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

The analysis of kinematic and power parameters of coupling in the form of a profiled hub is held during torque transfer. It is assumed that the profiled hub is axisymmetric frame with a closed loop, with the same force appended to the middle of its faces, and by the methods of structural mechanics static calculations are made.

Достатньо відповідальними механічними пристроями у приводах машин, що часто визначають їхню надійність, є муфти. Основне призначення муфт – це передавати обертальні моменти від одного до іншого вала. Крім цього, пружні запобіжні муфти виконують і такі функції: компенсацію шкідливого впливу зміщення геометричних осей кінців валів, що виникають унаслідок неточностей виготовлення або монтажу; гасіння вібрацій, поштовхів та ударів, що виникають під час експлуатації механічних приводів; запобігання перевантаженню механізмів і машин.

Розглянуті конструкції відомих втулкових муфт, що виготовлені у вигляді циліндричної втулки, яка з'єднує ведучий і ведений вали штифтами, жорсткими шпонками призматичними або сегментними і шліцами. Основним недоліком відомих втулкових муфт є їхня велика жорсткість і вони виконують обмежене коло функцій – з'єднують вали і передають обертальний момент миттєво, тобто ударно, а це негативно впливає на деталі приводу і машини в цілому. На основі аналізу недоліків конструкцій цих відомих втулкових муфт розроблені конструкції нових муфт з профільними втулками, захищені патентами України на корисні моделі 99600, 99601 і 99629, але обґрунтування їхніх параметрів не виконано. На рис. 1 наведена розрахункова схема втулки з квадратним профілем і підковоподібними вершинами.

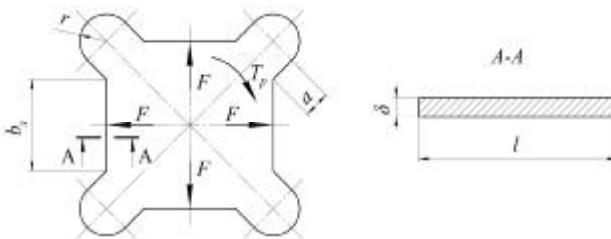


Рис. 1. Розрахункова схема втулки з квадратним профілем і підковоподібними вершинами

Прийнято, що профільна втулка являє собою осесиметричну раму з одним замкнутим контуром, з прикладеними однаковими силами до

середини граней, і для неї складена еквівалентна та основна системи, і методами будівельної механіки проведені статичні розрахунки.

Поставлена задача розв'язана з такими допущеннями: бічні поверхні профільної квадратної втулки деформуються однаково відносно осі симетрії; навантаження, яке діє на грані квадрата при повертанні вала у профільній втулці, лежить на лінії симетрії та в площині профільної втулки перпендикулярній до осі обертання і постійне по довжині.

Отримані аналітичні залежності між силою і деформацією профільної втулки при передачі пружною муфтою обертального моменту можуть використовуватись при проектуванні нових таких пружних муфт, а за визначеними моментами згину, для небезпечного перетину, можна знайти напруження за відомими формулами і зробити висновок про їхню роботоздатність.

УДК 001.891.57:621.879.4

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ СПЕЦІАЛЬНИХ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН

MODELING OF THE SPECIAL EARTH-MOVING MACHINES' WORKING PROCESSES

Володимир Мусійко

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

Mathematical modeling as a method of investigation and optimization of structural and kinematic parameters of continuous-action earthmoving machines' working equipment is one of the most promising and widely used. Considering the earth-moving machine like multiparameter system that requires its optimization the mathematical model of the machine as a complex of subsystems "soil - working equipment" and "basic chassis - bearing surface of the soil" was created. Using models made it possible to optimize the design of earth-cutting chains of the working bodies, the arrangement circuit of cutters on them, to choose the rational modes of operations considering not only soil cutting processes but also the transportation and unloading of the working bodies and to achieve the energy intensity of the soil excavating up to 0,13...0,23 kW-h/m³.

Моделювання успішно використовується як метод дослідження та розрахунку найскладніших явищ, процесів, об'єктів та машин. Доцільність його використання полягає у тому, що з'являється можливість визначення функціональних зв'язків між комплексами величин, які визначають ефективність функціонування систем та забезпечують можливість розширення результатів окремих досліджень на подібні системи в цілому.

При вирішенні багатопараметричної задачі оптимізації конструкції робочого обладнання спеціальних землерийних машин безперервної дії для швидкісного безпідйомного капітального ремонту магістральних трубопроводів, об'єкт дослідження представляється як поєднання двох підсистем «грунт – робоче обладнання» та «базове шасі – опорна поверхня ґрунту». У процесі виконання досліджень спеціальних землерийних машин слід використовувати, насамперед, математичне моделювання робочих органів та процесів їхньої взаємодії з ґрунтом, адже натурні дослідження машин в цілому є надзвичайно складними, дорогими та тривалими в часі.

Вирішуючи задачу оптимізації конструкцій ланцюгово-балкових робочих органів землерийних машин безперервної дії встановлено, що далеко не кожна з використовуваних в інженерному проектуванні методик розрахунку силового навантаження робочих органів машин дозволяє виконати оптимізацію їхньої конструкції. Досвід роботи зі створення конструкцій робочих органів землерийних машин безперервної дії, результати виконаних експериментальних та теоретичних досліджень дозволяють стверджувати, що найбільш прийнятним для розв'язання зазначених питань є поєднання методик розрахунку сил різання, запропонованих проф. Ю.О. Ветровим та проф. А.М. Зелениним. Розроблені з їх використанням математичні моделі визначення силового навантаження робочих органів землерийних машин, що мають у своїй основі взаємодію з ґрунтом одиночного різця, дозволили оптимізувати конструкцію ґрунторозробних ланцюгів робочих органів, схеми розстановки різців, вибрати раціональні режими роботи з урахуванням не тільки процесів різання ґрунтів, але і транспортування та розвантаження робочих органів. Математична модель дозволяє вирішувати задачу оптимізації конструкції робочого органа машини в двох варіантах постановки – коли заданою є технічна продуктивність машини з розроблення ґрунту, або коли задана потужність двигуна машини та тип її ходового обладнання.

Комплексний підхід до вирішення питання моделювання та оптимізації конструкції робочих органів землерийних машин безперервної дії дозволив створити робоче обладнання, що забезпечує розроблення ґрунтів з мінімальною енергомісткістю (0,23...0,23 кВт год/м³).

УДК 621.1

ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ АВТОМОБІЛІВ

OPERATING EFFICIENCY OF POWER CARS

Степан Нємий, Василь Бритковський

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

An indicator of evaluating the effectiveness of realization potential generators properties on cars. It is proved that an important factor in the efficiency of generators on cars is their speed mode in operation, which structurally is set drive gear ratio. Grounded the optimum gear ratio generator drive cars.

Експлуатаційна ефективність системи електроживлення (СЕЖ) автомобільних транспортних засобів (АТЗ) визначається здатністю генератора забезпечити додатний баланс електроенергії у характерних умовах експлуатації. Вказану задачу здебільшого розв'язують застосуванням генератора великої потужності. Однак більш потужний генератор має, відповідно, більші вагу і габарити. Це є досить суттєвим, оскільки застосування агрегату, що має порівняно більшу вагу і габарити є, в принципі, небажаним, бо це призводить до збільшення конструктивної ваги і створює компоновальні проблеми у моторному відсіку АТЗ.

При виборі моделі генератора важливо прийняти оптимальне рішення, виходячи зі струмошвидкісної характеристики (СШХ) і еквівалентної годинної віддачі струму генератором q_g , його маси m_g та еквівалентного струму навантаження споживачами електроенергії АТЗ I_n . У зв'язку з цим, з метою порівняльного оцінювання ефективності використання генератора на АТЗ, обґрунтовано і запропоновано відповідний показник – коефіцієнт ефективності використання генератора на АТЗ, який визначається за формулою

$$K_e = \frac{I_n (q_g - I_n)}{m_g I_{max}} \text{ А/кг}, \quad (1)$$

де I_{max} – максимальний струм генератора згідно зі СШХ, А.

Аналіз рівняння (1) показує, що: збільшення маси генератора m_g призводить до зниження коефіцієнта його використання K_e на АТЗ;

збільшення максимального струму генератора I_{max} сприяє підвищенню ефективності його використання на АТЗ; при $(q_z - I_n) > 0$, для підвищення ефективності використання генератора доцільно реалізувати конструктивні рішення при проектуванні АТЗ – зменшити еквівалентний струм навантаження споживачами I_n за рахунок оптимізації енергоспоживання функціональними системами, що живляться від електричної мережі АТЗ; збільшення еквівалентної годинної віддачі струму генератором q_z приводить до зростання ефективності його використання на АТЗ, чого можна досягти за рахунок інтенсифікації швидкісного режиму генератора шляхом підвищення передатного відношення його приводу.

Цілком очевидно, що застосування коефіцієнта K_e для порівняльного оцінювання ефективності використання генератора на АТЗ є практично доречним тільки при $(q_z - I_n) > 0$, тобто при забезпеченні генератором додатного балансу електроенергії. При $(q_z - I_n) = 0$ баланс електроенергії є нульовим і практично відсутній резерв для заряджання акумуляторних батарей у процесі експлуатації АТЗ, що може призвести до їх прогресуючого розряду і передчасного виходу з ладу.

При $(q_z - I_n) < 0$ баланс електроенергії АТЗ є від'ємним, що призводить до постійного розряду акумуляторних батарей і їх швидкої відмови. Обидва вказані режими є практично аварійними щодо умов роботи акумуляторних батарей і неприпустимими в експлуатації АТЗ.

УДК 629.113.07

АНАЛІЗ КОЛИВАНЬ СИЛОВОГО АГРЕГАТУ АВТОБУСА

ANALYSIS OF VIBRATIONS OF THE POWERTRAIN BUS

Степан Немий, Павло Будзин

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

The study aims to determine the frequency of natural and forced oscillations of power unit with in-line engine of a large city bus to create its effective vibration isolation. Found that powertrain vibration isolation is effective when using elastic supports with stiffness that provides value ratio frequency of forced and natural oscillations of at least three.

Метою дослідження є визначення частот власних і вимушених коливань силового агрегату з рядним двигуном великого міського автобуса для створення його ефективної віброізоляції. Для збудження власних коливань силового агрегату випробування проводилися методом скидання задньої частини автобуса із записом амплітуди віброприскорень і частоти згасаючих коливань осцилографом у трьох координатних осях: x – вздовж осі автобуса; y – горизонтально впоперек; z – вертикально. Частоти власних f_{oi} і вимушених коливань f розраховувалися за формулами

$$f_{oi} = \sqrt{k_i / (4p^2 m)}; \quad (1)$$

$$f = ni/120, \quad (2)$$

де k_i – сумарна жорсткість пружних опор у напрямку відповідної координатної осі; m – маса силового агрегату; n – частота обертання колінчатого вала двигуна; i – кількість циліндрів двигуна.

У результаті експерименту встановлено, що частоти власних коливань силового агрегату у напрямку осей y і z становлять, відповідно, 10,7 та 9,7 Гц. Ці значення співпадають з результатами розрахунків за формулою (1).

При вимушених коливаннях (на марному ході двигуна) амплітуда віброприскорення порівняно найбільша у поперечному напрямку (по осі y) – удвічі більша, ніж у вертикальному напрямку і у чотири рази, ніж у поздовжньому напрямку.

Таблиця

Тип пружних опор (передні – задні)	Напрямок коливань	Сумарна жорсткість опор у напрямку осей, кН/м:	Частота власних коливань, Гц	Співвідношення частот вимушених і власних коливань f/f_{oy}	Ефективність віброізоляції (суб'єктивне сприйняття)
3.96210-7830 – 3.96210-7830	z	4306	9,7	3,09	незадовільна
	y	5280	10,7	2,8	
5320-1001020 – 81.96020.034	z	3670	8,92	3,36	задовільна
	y	2910	7,94	3,78	

Розраховані за формулою (1) значення частот власних коливань та їх співвідношення з частотами вимушених коливань (на марному ході двигуна), у залежності від сумарної жорсткості пружних опор, наведено у таблиці вище.

З проведених досліджень випливає, що віброізоляція силового агрегату автобуса з рядним двигуном є ефективною при застосуванні

пружних опор з жорсткістю, яка на марному ході двигуна у поперечному напрямку забезпечує співвідношення $f/f_{oy} > 3$.

УДК 62-137:531.351:004.942

ОЦІНЮВАННЯ ОСЬОВОЇ СИЛИ ВІДЦЕНТРОВОЇ МАШИНИ НА ОСНОВІ ЧИСЕЛЬНОГО МОДЕЛЮВАННЯ

EVALUATION OF AXIAL FORCE IN CENTRIFUGAL MACHINE BASED ON NUMERICAL SIMULATION

Богдан Нішта¹, Павло Ольштинський²

¹Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна;

²ПАТ «ВНДІАЕН»,
вул. 2-га Залізнична, 2, м. Суми, 40022, Україна.

Determination of axial force is an important problem in the design of centrifugal machines. The most accurate method for determining axial force is experimental. However, taking into account the large financial and time expenses to carry out the experiment and the low accuracy of empirical formulas, the application of numerical simulation was investigated to determine the axial force acting on the centrifugal machine impeller.

Визначення осьової сили є важливим завданням при проектуванні відцентрових машин. Найбільш точний спосіб визначення осьових зусиль – експериментальний. Однак з огляду на великі фінансові витрати і часу на проведення експерименту і низької точності емпіричних формул, була досліджена можливість застосування чисельного моделювання для визначення осьової сили, яка діє на ротор відцентрової машини.

Для проведення чисельного моделювання було змодельовано тривимірну модель робочого колеса багатосходинкового відцентрового насоса, його проточну частину та пазухи між дисками колеса і корпусом насоса. Зовнішній діаметр робочого колеса – 312 мм, внутрішній – 95 мм, кількість лопатей – 8. Було побудована кілька моделей з розміром пазух від 2 до 6 мм. Для побудови моделей використовувався програмний продукт SolidWorks.

Для визначення осьової сили, що діє на робоче колесо, необхідно визначити розподіл тисків на всіх поверхнях робочого колеса. Слід

підкреслити, що течія в проточній частині як сходинки, так і окремо робочого колеса, має складний характер. Тому для дослідження подібних течій все більш широке застосування отримують методи чисельного моделювання. При розрахунку течії використовувався програмний комплекс ANSYS CFX. Течія в проточних частинах гідромашин, як правило, є турбулентною. Моделювання турбулентних течій виконувалося з використанням системи рівнянь Рейнольдса і рівняння нерозривності. Для замикання системи рівнянь Рейнольдса використовувалася k - ϵ модель турбулентності. В якості граничних умов задавалися тиск на вході в колесо 0,1 МПа, тиск на виході з шпаринного ущільнення за робочим колесом рівний тиску на виході з робочого колеса – 1.4 МПа, масові витрати на виході з колеса – 64 кг/с, швидкість обертання колеса – 3000 об/хв. В якості робочої рідини використовувалася вода при температурі 20 °С. У роботі було побудовано кілька розрахункових сіток з різною кількістю елементів і кількістю примежових шарів.

На величину осьової сили при чисельному моделюванні впливає кількість ітерацій, при розрахунку була вибрана така кількість ітерацій, яка забезпечувала точність збіжності 10^{-5} . В результаті розрахунку було визначено розподіл тисків на всіх поверхнях робочого колеса. Після сумування сил, що діють на поверхні диска, отримано осьову силу.

З результатів розрахунку видно, що обрахована осьова сила зростає з кількістю елементів сітки, поки не досягне сталого значення. Зі зростом розміру пазух величина осьової сили збільшується. Осьова сила зменшується зі зростанням шорсткості поверхонь. Визначення осьової сили є важливим завданням при підборі упорного підшипника або зрівноважувального пристрою, а також при розрахунку робочих коліс на міцність.

УДК 621.9.01

ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОКОЛИВАНЬ МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА ПРИ ОБРОБЛЕННІ ЗАГОТОВКИ ЗБІРНИМ ІНСТРУМЕНТОМ

**RESEARCH OSCILLATION MACHINE TOOLS FOR PROCESSING THE
WORKPIECE PRECAST TOOL**

Юрій Новіцький, Ярослав Новіцький

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

Developed and researched mathematical model two-mass vibrating system embedded team knife mills, one of which simulates the weight of the knife jammed - forging connections with dry friction, and the other - the console portion that is exposed to oscillations that are possible in the process of cutting metal. The influence of dry friction in forging a knife in conjunction amplitude resonance vibrations of the tool parts. The possibility of effectively extinguishing the amplitude of oscillation of the tool by selecting optimal parameters press connection plug blade cutter housing team.

Як відомо, автоколивання, які можуть відбуватися в металорізальних верстатах підчас обробки корозійностійких, жароміцних та інших важкооброблюваних сталей та сплавів істотно ускладнюють процес отримання якісної поверхні деталі, зменшують стійкість інструментів та продуктивність технологічного процесу.

Оскільки автоколивання здійснюються на резонансній частоті різця та деталі, то ефективним методом боротьби з цим явищем є демпфування. Демпфування слід вводити в той елемент системи ВПД, маса якого є найменшою. Тобто, якщо маса різця є меншою від маси деталі, то демпфувати необхідно коливання різця. Одним з ефективних демпферів таких коливань є конструкційний гістерезис елементів системи ВПД, який відбувається в нерухомих з'єднаннях механізмів – мікропереміщення частин нерухомих у цілому деталей з'єднання.

У доповіді розглядається спосіб визначення демпфувальної здатності різального інструмента – вставних ножів збірної фрези в процесі її резонансних коливань та визначаються межі існування оптимальних значень сили тертя в пресовому з'єднанні вставних ножів та корпусу фрези для ефективного демпфування автоколивань системи ВПД.

Як відомо, в процесі навантаження пресового з'єднання осью силою, деформація, викликана цією силою, поширюватиметься на певну величину, яка буде пропорційною відношенню цієї сили до величини сили тертя пресового з'єднання. Якщо ці сили будуть рівними, то відбудеться зсув деталі в з'єднанні. В розглянутому випадку зсув деталі буде неможливий, оскільки задній торець вставного ножа впирається в торець паза корпусу фрези. Однак робота сили тертя буде здійснюватися на всій довжині пресового з'єднання. Якщо ж величина осевої сили буде меншою від сили тертя, то настільки ж меншою меншою буде зона деформації, і меншою буде робота сили тертя.

Для вирішення цієї проблеми здійснюється спроба описати континуальну конструктивну схему системою звичайних диференціальних рівнянь, де масу вставного ножа умовно замінено двома зведеними масами, а жорсткість – двома жорсткостями. Причому на масу консолі

ножа діє лише демпфер в'язкого внутрішнього тертя в його матеріалі, а на масу защемленої частини ножа – ще й сила тертя, що виникає між ножем та корпусом фрези.

Як показали проведені розрахунки, запропонована розрахункова схема, суть якої полягає в заміні одномасової схеми на двомасову, на якісному рівні адекватно описує коливання вставних ножів і може бути використана в математичному моделюванні автоколивань в металорізальних верстатах, а вибране оптимальне значення контактної сили тиску в пресовому з'єднанні вставних ножів збірної фрези може істотно зменшити амплітуду автоколивань системи ВПД.

УДК 004.423

ІНФОРМАЦІЙНА ТЕХНОЛОГІЯ ВІБРОМЕТРІЇ МАШИН

INFORMATION TECHNOLOGY VIBROMETRY MACHINES

Ігор Огірко¹, Василь Бритковський², Ольга Огірко³

¹Українська академія друкарства,

вул. Підголюско, 19, м. Львів, 79000, Україна;

²Національний університет «Львівська політехніка»,

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

³Львівський державний університет внутрішніх справ,

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

Vibration is a mechanical phenomenon whereby oscillations occur about an equilibrium point. The oscillations may be periodic, such as the motion of a pendulum or random, such as the movement of a tire on a gravel road.

Віброметрія – сукупність засобів і методів вимірювання величин, що характеризують вібрацію. Причиною порушення вібрації є виникаючі при роботі машин незрівноважені силові впливи: ударні навантаження; зворотно-поступальні переміщення; дисбаланс. Підвищення якості проектування, виготовлення й експлуатації є основним напрямком керування їхньою надійністю. Вирішення цих питань в існуючих дослідженнях здійснювалося з недостатнім урахуванням впливу всіх зовнішніх і внутрішніх факторів на ресурс. Одним з напрямків розв'язання цієї проблеми є використання діагностичної інформації,

отриманої при дослідженні вібраційних параметрів механізмів. Такі параметри можуть служити універсальним показником технічного рівня проектування на всіх стадіях його життєвого циклу. Це принципово новий підхід до комплексного розв'язання важливої наукової проблеми управління якістю проектування і виготовлення, підвищення ефективності їх експлуатації. Під час використання механізмів ударної дії, тигельних, через брак потрібних віброгасильних елементів може генеруватись вібрація, що перевищує нормативні значення. Віброактивність машин залежить також від робочих швидкостей та одиничних потужностей. Крім цього, джерелом вібрації є санітарно-технічне обладнання: вентилятори, компресори, кондиціонери та внутрішньоцеховий транспорт. Основними параметрами вібрації є: амплітуда вібропереміщення – x_m , м; амплітуда коливної швидкості (віброшвидкість) – V_m , м/с; амплітуда коливного пришвидшення (вібропришвидження) – a_m , м/с²; період коливань – T , с; частота коливань – f , Гц = 1/с. В силу специфіки органів відчуттів визначальними при оцінюванні впливу вібрації на організм є діючі значення перелічених вище параметрів. Так, діючим значенням віброшвидкості є середньоквадратичне значення миттєвих значень швидкості $V(t)$ за час усереднення t_{yc} , що вибирають з врахуванням характеру зміни віброшвидкості в часі:

$$V_{yc} = \sqrt{\frac{1}{t_{yc}} \cdot \int_{t_0}^{t_{yc}} V^2(t) dt} . \quad (1)$$

На практиці віброакустичних досліджень увесь діапазон частот вібрацій розбивають на октавні діапазони. В октавному діапазоні верхня гранична частота у двічі більша за нижню $f_1/f_2 = 2$. Аналіз і побудова спектрів параметрів вібрації можуть проводитись також в третино-октавних смугах частот – $f_1/f_2 = \sqrt[3]{2}$. Як частота, що характеризує смугу в цілому, використовується середньгеометрична частота $f_{mg} = \sqrt{f_1 f_2}$. Середньгеометричні частоти октавних смуг частот вібрації стандартизовані і складають: 1; 2; 4; 8; 16; 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000 Гц. Як вихідні, використовуються опорні значення параметрів, взяті за початок відліку. Вимірюються рівні у дБ. Тоді рівень віброшвидкості буде визначатися за формулою

$$L_V = 10 \lg \frac{V^2}{V_0^2} = 20 \lg \frac{V_{yc}}{V_0} , \quad (2)$$

де V_{yc} – усереднене значення віброшвидкості у відповідній смузі частот;
 V_0 – опорне значення віброшвидкості, що дорівнює $5 \cdot 10^{-8}$ м/с, міжнародна
стандартна величина.

Сучасні інформаційні технології вимагають контролю за багатьма параметрами технологічного процесу та контролю стану обладнання. Одними з найважливіших є параметри механічного руху, зокрема параметри періодичних переміщень досліджуваного об'єкта в просторі – вібрації. Цими параметрами є вібропереміщення і віброшвидкості. Подібний контроль потрібний у самих різних областях: мікроелектроніці, машинобудуванні – вібрація верстатів і т.д. На даний час розроблено досить багато вібросенсорів, заснованих на різних ефектах. Виникненню вібрацій запобігають встановленням машин, що спричиняють вібрації, на спеціальні фундаменти з віброізоляцією і на фундаменти не зв'язані з будовою. Основним методом теоретичних досліджень є системний аналіз, узагальнення діагностичних ознак вібраційних сигналів і вібраційних характеристик, статистичних даних про граничні значення структурних і вібраційних параметрів та їх зв'язок з технічним станом тракторів, класифікація і розпізнавання образів вібраційного стану та ймовірнісно-статистичні методи нормування вібрації. Основними методами досліджень вібродіагностичних характеристик були: статистичне оброблення віброспектрів та нормування вібрації методами математичної статистики. Вібраційна діагностика – метод діагностування технічних систем і устаткування, заснований на аналізі параметрів вібрації, що створюється працюючим обладнанням, або є вторинною вібрацією, яка зумовлена структурою досліджуваного об'єкта. Вібраційна діагностика, як і інші методи технічної діагностики, покликана здійснювати пошук несправностей та оцінювати технічний стан досліджуваного об'єкта.

УДК 658.7.01 : 656.021

ОПТИМІЗАЦІЯ ЦИКЛІЧНОГО РОЗКЛАДУ РОБОТИ ПАРКУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ В УМОВАХ ЗМІННОГО ПОПИТУ НА ВАНТАЖНІ ПЕРЕВЕЗЕННЯ

**THE OPTIMIZATION OF CYCLIC SCHEDULING OF GROUP OF
VEHICLES UNDER CONDITION OF VARIOUS DEMAND OF CARGOS
TRANSPORTATIONS**

Мирослав Оліскевич

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

There were considered transport systems of cargo delivering traffic in variable flow of goods. It was formulated and solved the problem of optimizing the structure of the logistics chain by the criterion of minimum time delay.

Транспортний процес, у якому використовуються вантажні автомобілі, є циклічним за характером. Беручи увагу те, що такі цикли є, переважно, різними за структурою та властивостями, їх можна розглядати підпорядкованими тактам дискретних матеріальних потоків. Для цього раніше було зроблено їх аналіз та описано залежності організаційних параметрів елементарних логістичних операцій (ЕЛО) від такту. Також показано, що навіть аритмічний потік можна розкласти на декілька синхронних ритмічних. Отже більшість транспортно-технологічних систем (ТТС) підпорядковуються єдиному організаційному режимові, якщо їх виконують з допомогою транспортних засобів, об'єднаних єдиною виробничою задачею. Це дає змогу при певних обставинах, їх чіткіше скоординувати, отже експлуатувати ефективніше. Однією з таких обставин є наявність планового розкладу, тобто передбаченої множини часових обмежень виконання елементарних операцій. Враховуючи, що характер матеріальних потоків в ТТС – дискретний, та гуртовий (матеріальні елементи зберігають і переміщують гуртами, пакетами), то різні ЕЛО в одному логістичному ланцюгу можуть мати різні часові граничні межі – такти. Досконалість розкладу їх виконання оцінюють критеріями: максимальної швидкодії, максимальною зайнятістю обладнання, мінімальною загальною тривалістю обслуговування, мінімальними часовими затримками процесу. Останній показник враховує наявність, так званих, статичних затримок процесу, тобто таких, які не залежать від змінних обставин. В теорії розкладів розроблено чимало алгоритмів побудови ефективних раціональних послідовностей виконання процесів. Однак, до цього часу ще немає розробок, які б стосувались змінного зовнішнього середовища, наприклад, змінного вхідного потоку. В моделях ТТС, де вхідний такт змінюється, виявлено утворення динамічних затримок Δ_d , а також проаналізовано вплив різних структурних ознак на їх утворення. Наприклад, при сталому розмірі гурту матеріальних елементів (вантажів, пакетів) із збільшенням довжини логістичного ланцюга Δ_d зростають, тобто лінійні ТТС є нестійкими до зовнішніх збурень. Якщо ж ланцюг ЕЛО є гранично розгалуженим, тобто у ньому виконуються виключно розподільчі ЕЛО, то у ньому формується стрижневий ланцюг, у якому немає динамічних затримок, однак вони є в

розгалужених ланцюгах операцій. Виявлення таких закономірних впливів на значення показника ефективності ТТС – сукупних часових затримок виконання операцій дає підстави для здійснення структурної оптимізації розкладу. Змінними в такій оптимізаційній задачі є: розміри гуртів елементів; такти ЕЛО; степінь розгалуженості ТТС; довжина ланцюга ЕЛО. Критерій – сумарні часові затримки:

$$\Delta_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m f_i (f_i \cdot t_i - t_i),$$

де $i = 1 \dots m$ – номер ЕЛО; f_i – фронт технічних засобів виконання i -тої ЕЛО; t_i – такт операції, t_i – тривалість операції.

Обмеження в задачі стосуються такту вхідного потоку, відносно якого побудовано залежності усіх інших параметрів ТТС. Задача має характер нелінійного програмування. Для її розв'язання застосовано градієнтний метод. Отримані оптимальні розв'язки дають змогу визначити причини і напрям зростання часових затримок процесу доставки вантажів при зміні вхідного вантажопотоку.

УДК 629.113.066

ВИДИ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ СИСТЕМ РОЗПОДІЛУ ПОТУЖНОСТІ У ПОВНОПРИВІДНИХ ЛЕГКОВИХ АВТОМОБІЛЯХ

TYPES AND OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF THE POWER DISTRIBUTION SYSTEMS IN PASSENGER CARS

Олег Пелецишин

*ТОВ «Алекс СО»,
вул. Городоцька, 306, м. Львів, 79000, Україна.*

The types and performance characteristics of the power distribution systems in passenger cars are considered.

Для ефективного використання потужності двигуна, підвищення керованості і курсової стійкості автомобіля на слизькому покритті його обладнують повним приводом [1, 2]. При розробленні таких трансмісій для легкових автомобілів перед розробниками завжди виникає проблема раціонального розподілу крутних моментів між ведучими колесами.

У доповіді наведено результати аналізу конструкцій та експлуатаційних характеристик сучасних систем розподілу потужності у повнопривідних легкових автомобілях: 4Motion (Volkswagen), 4Matic (Mercedes), Qattro (Audi) та xDrive (BMW). Проведено порівняльне оцінювання експлуатаційних властивостей, складності конструкції таких систем, їх застосування на автомобілях різних класів (див. табл.).

Показано, що найефективнішою на сьогодні за критерієм вартість-якість для застосування у легкових автомобілях є система розподілу потужності між осями повнопривідного автомобіля побудована на основі багатодискової фрикційної муфти Haldex.

Таблиця

Характеристика систем розподілу потужності

Вид системи	Розподіл крутного моменту між осями автомобіля, %		Переваги/недоліки
	нормальний режим	критичний режим	
4Matic	передня – 40 задня – 60	передня – 40 задня – 60	Багатофункціональність / складність конструкції
Qattro	передня – 40 задня – 60	передня/задня – 70/30 задня/передня – 85/15	Ідеальний всепогодний постійний повний привід з автоматичним розподілом тяги, який не вимагає ніякого втручання водія / при втраті зчеплення одного переднього і одного заднього коліс з дорогою автомобіль не може зрушити з місця
xDrive	передня – 40 задня – 60	передня/задня – 100/0 задня/передня – 0/100	Багатофункціональність / складність конструкції
4Motion	передня – 90 задня – 10	передня/задня – 100/0 задня/передня – 0/100	Різниця у швидкості обертання коліс передньої і задньої осей не є умовою вмикання муфти Haldex-4 / задні колеса не можуть обертатися швидше, ніж передні

Розроблено динамічні й математичні моделі трансмісії повнопривідного автомобіля з муфтою Haldex, алгоритм і програма комп'ютерного моделювання перехідних процесів у такій трансмісії в середовищі Simulink. На прикладі трансмісії автомобіля Skoda Octavia Combi 4×4 проведено моделювання процесу розгону автомобіля на

слизькому покритті дороги. Підтверджена ефективність застосування муфти Haldex для розподілу крутного моменту між колесами передньої і задньої осей.

1. Бахмутов С.В., Гусаков Д.Н. Экспериментальная оценка влияния распределения мощности по осям полноприводного многоосного автомобиля на показатели управляемости и устойчивости // Известия МГТУ «МАМИ», 2007. – №2. – С. 14-19. 2. Сайкин А.М., Плиев И.А., Кориунов Г.В. и др. Об оптимизации распределения мощности по осям и колесам полноприводных автомобилей в зависимости от дорожных условий // Журнал автомобильных инженеров. – 2011. – №3 (68). – С. 34-37.

УДК 621.83:658:652

ВЗАЄМОБУМОВЛЕНІСТЬ КРИТЕРІЇВ ОЦІНЮВАННЯ ЯКОСТІ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У РОБОТИЗОВАНИХ КОРОБКАХ ПЕРЕМИКАННЯ ПЕРЕДАЧ

INTERDEPENDENCE OF EVALUATION CRITERIA OF TRANSITION PROCESSES QUALITY IN ROBOTIZED GEARBOXES

Роман Пельо

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

There were given arguments proving that some comprehensive quality evaluation criteria of robotic transmissions switches can be replaced by others, in particular, so that takes into account the degree of deviation from the predetermined program car driving.

За критерії оцінювання якості перемикання передач у роботизованій механічній коробці перемикання передач пересічно обирають роботу буксування фрикційних елементів і тривалість розгону до заданої швидкості. Використовують також допоміжні критерії: тривалість буксування фрикційних елементів, роботу виконану двигуном впродовж цього процесу, а інколи й пробіг автомобіля. Наявність декількох критеріїв оцінювання утруднює аналіз перехідних процесів у двопотоковій трансмісії автомобіля, зокрема. Складність такого підходу полягає у взаємообумовленості цих критеріїв. Відтак, зменшення роботи буксування фрикціонів зчеплень неодмінно призводить до збільшення тривалості перемикання і навпаки.

Відомим є той факт, що ефективність алгоритму керування перехідними процесами залежить від ступеня синхронізації обох зчеплень. Для кількісної оцінки якості синхронізації застосовують коефіцієнт перекриття K_n суміжних передач. Бажання дослідників оптимізувати значення коефіцієнта перекриття за низкою критеріїв: динамічність, паливна економічність, комфортність руху чи навіть довговічність агрегату спонукало до використання ще одного інтегрального показника Q_Σ

$$Q_\Sigma = q_1 \cdot Q_{user}(K_n) + q_2 \cdot Q_z(K_n, A_{B1}, A_{B2})$$

де Q_{user} – частковий показник якості, який враховує вищепераховані експлуатаційні ефекти; Q_z – частковий показник якості, який враховує довговічність зчеплень; q_1, q_2 – експертні вагові коефіцієнти часткових критеріїв; A_{B1}, A_{B2} – повна робота буксування відповідних зчеплень (стандартний комплексний критерій оцінювання навантаження фрикційних дисків). Щодо довговічності фрикційних елементів допустимі значення повної роботи буксування фрикціонів обумовлені з одного боку коефіцієнтом перекриття передач, а з іншого – кількістю циклів вмикання зчеплень до досягнення гранично допустимого зношення.

На основі розробленої математичної моделі розроблено програмне забезпечення, яке дозволяє досліджувати якість перехідних процесів при перемиканні передач за різних значень коефіцієнта перекриття передач. Аналізуючи задекларований критерій з позицій непорушності обраної водієм програми руху, приходимо до висновку, що ступінь фактичного відхилення від цієї програми руху (як наслідок роботи зчеплень) не суперечить значенню показника Q_Σ . Відтак, будь-яке «покращання» коефіцієнта перекриття передач повинно гарантовано зменшити фактичне відхилення від заданої програми руху автомобіля. Отримані нові розрахункові значення відхилень за цілком довільних умов і режимів руху автомобіля суттєво полегшують дослідження впливу параметрів двопотокової трансмісії на алгоритми автоматизованого добору передач.

УДК 629.3

ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ ВАРІАТОРА НА ЙОГО ПОКАЗНИКИ РОБОТИ

THE INFLUENCE OF THE DESIGN PARAMETERS OF THE VARIATOR
ON PERFORMANCE

Юрій Пороховський¹, Марія Пукало²

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

²Львівський автомобільно-дорожній коледж Національного університету
«Львівська політехніка», вул. Личаківська, 2, Львів, 79000, Україна.

Study is the optimization of hydraulic control in movement mode with variable load by changing the design parameters of the hydraulic circuit. Also investigated possible methods to reduce energy losses in the system of reducing the clamping force pulleys so that potential traction variator being used in the transmission of the maximum torque of the engine.

У приводах автомобілів з неперервно-змінною трансмісією використовують безсходинкові передачі – варіатори, які забезпечують у широкому діапазоні швидкісні показники двигуна. Це дозволяє позитивно впливати на його роботу, а саме: економію палива, зменшення шкідливих викидів у відпрацьованих газах та інше. Для керування роботою варіатора використовується гідравлічна система приводу, що включає в себе гідравлічний насос, клапани, канали, гідравлічні циліндри (ведучий і ведений шківні варіатора) та блок керування.

Тиск у гідравлічному приводі створює насос, який з'єднаний жорсткою передачею з двигуном внутрішнього згорання, і розподіляє між двома замкнутими контурами. Перший контур забезпечує керування тиском у циліндрі ведучого шківа, а також регулює тиск клапанами керування між контурами. Другий контур – забезпечує відповідний тиск у циліндрі веденого шківа та забезпечує живлення оливою допоміжне обладнання та мащення паса варіатора. Клапани забезпечують керуванням тиском між циліндрами шківів [1].

Особливістю керування варіатором є те, що потрібно забезпечувати передачу зусилля так, щоб воно не перевищувало максимально допустиме значення, при якому буде відбуватись проковзування паса, а також траєкторія зміни швидкості передатного відношення повинна бути плавною. Потрібно також вносити поправку на зміну температурних показників і стану оливи в системі керування.

Крім цього, блок керування повинен реагувати на зміну потужності двигуна при швидкому пришвидшенні чи сповільненні автомобіля. Додатково складність керування варіатором супроводжується коливальними процесами енергії на вході (нерівномірність роботи двигуна) та виході (нерівність дороги) з нього, також втратами енергії в середині самого варіатора (близько 35%).

При низьких швидкостях руху варіатор практично не задіяний оскільки рух здійснюється на гідротрансформаторі і продуктивність насоса гідравлічного приводу є невисокою, що ускладнює керування варіатором.

Дослідження полягають в оптимізації роботи блока керування гідравлічною системою на режимах руху зі змінним навантаженням за рахунок зміни конструктивних параметрів гідравлічного контуру. Також досліджуються можливі методи для зниження втрат енергії в системі за допомогою зменшення притискного зусилля шківів так, щоб тяговий потенціал варіатора використовується повністю при передачі максимального крутного моменту двигуна.

1. High-Performance Control of Continuously Variable Transmissions / Stan van der Meulen // Technische Universiteit Eindhoven. – 2010. – P. 260.

УДК 621.941

МОДЕЛЮВАННЯ І ГЕНЕТИКО-МОРФОЛОГІЧНИЙ СИНТЕЗ ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ ВЕРСТАТІВ З ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ

**MODELING AND GENETIC-MORPHOLOGICAL SYNTHESIS OF
CLAMPING MECHANISMS OF LATHES WITH ELECTROMECHANICAL
ACTUATOR**

Борис Придальний, Юрій Кузнєцов

*Національний технічний університет «Київський політехнічний
інститут імені Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна.*

Are considered some aspects of creation of electromechanical actuators of clamping mechanism of lathe and milling-boring groups. The feature of creating new structures of electromechanical actuators of clamping mechanism is using genetically-morphological approach which based on the detection of regularities occurrence and development of mechanisms of this type. This approach opens new possibilities for detection of advanced structures of electromechanical actuators of clamping.

Патентно-інформаційні дослідження і статистичний аналіз показав, що у верстатах-автоматах для виконання допоміжних рухів, пов'язаних з

автоматичним маніпулюванням заготовок, інструментів і робочих органів застосовують механічні, гідравлічні, пневматичні, електричні, приводи та їх комбінації. В останній час, завдяки перевагам (узгодженість з системами ЧПК, можливість автоматичного керування і регулювання характеристик, економічність) отримують електромеханічні системи, побудовані з використанням основ теорії еволюції та генетичного синтезу

В НТУУ «КПІ», разом з Луцьким національним технічним університетом, проводяться теоретичні та експериментальні дослідження виготовлених дослідних зразків електромеханічних приводів затискання заготовок на токарних верстатах і інструментів на свердильно-фрезерних верстатах, захищених патентами України №№ 95323, 80481, 84924.

При їх створенні використовувався генетико-морфологічний підхід і, зокрема, універсальні генетичні оператори синтезу: реплікація, інверсія, схрещування і мутація. Це новий напрямок структурно-системних досліджень у генетично організованих системах, що базується на методології аналізу і синтезу просторових форм об'єктів і їх просторових композиціях. Практично будь-яку технічну систему типу «об'єкт» або «процес» легше пояснити, уявити, описати або осягнути, якщо вона викладена не алгебраїчною мовою формул або рівнянь, а графічними засобами схем, діаграм, символів, знакових форм, візуальних моделей, зокрема, мовою геометрії, використовуючи смисловий експеримент.

У механічних системах, до яких належать затискні механізми, запропоновано в якості матеріального носія генетичної інформації використовувати матеріальну точку – елементарне джерело кінематичного, силового і енергетичного поля у вигляді потоку між щонайменше двома матеріальними точками або взаємодії між ними. При ускладненні структури з нарощуванням генетичної інформації використовуються різні перетворювачі, середовища і поля.

Серед простих механічних твердотільних перетворювачів існує їх обмежена кількість: важільні, клинові, плунжерні, спіральні, гвинтові, зубчасті, пружні, а ускладнення досягається за рахунок їх реплікації, схрещування (гібриди), мутації.

Моделювання затискних механізмів з електромеханічними перетворювачами і різними затискними патронами у вигляді структурних (генетичних і морфологічних) формул дозволяє створити банк даних для подальшого передбачення нових структур, схем і конструкцій для верстатів нового покоління, в тому числі, з каркасними несучими системами і механізмами паралельної структури.

УДК 621.1

ТЕОРЕТИЧНЕ ОЦІНЮВАННЯ ВПЛИВУ НЕСПІВВІСНОСТІ НА РОБОТУ КАНАТНИХ МУФТ

THEORETICAL ESTIMATION OF MISALIGNMENT INFLUENCE ON ROPE COUPLINGS OPERATION

Владислав Проценко, Оксана Клементьєва

*Херсонська державна морська академія,
просп. Ушакова, 20, м. Херсон, 73000, Україна.*

Theses contain theoretical probes results of rope couplings operation in the conditions of a misalignment. Elongation of ropes of clutches from operation of a radial misalignment that has allowed to describe the gear distribution loads between them is defined.

Загальновідомо, що наявність неспіввісності викликає перерозподіл навантаження між несівними елементами муфт та появу додаткових навантажень на вали. Ці явища суттєво різняться для різних типів муфт, тому їх дослідження для подальшого врахування навантажень та уточнення розрахунків деталей машин має велике значення. З огляду на недостатню дослідженість у цій роботі розглядали муфти, оснащені канатними елементами, що розташовані в площині торців напівмуфт. Задача оцінювання розподілу навантаження між канатами таких муфт залежить від задачі знаходження видовження канатів, яка в свою чергу фактично зводиться до знаходження довжини будь-якої канатної ланки при будь-якому кутовому положенні півмуфт. Цю задачу розв'язували методами замкнених векторних контурів та змінюваних трикутників для замінного механізму муфти – шарнірного чотириланкового механізму зі змінною довжиною шатуна.

У результаті розгляду замкненого векторного контура механізму отримані вирази, що дозволили визначити довжини канатів у будь-якому кутовому положенні муфти, а відтак, оцінити видовження канатів за один оберт муфти. Чисельне моделювання за отриманими формулами виконували для муфт з канатами хордального та тангенціального розташування в яких: $z = 4$ та 6 , $D_{ze} = 145$ мм, $D_{вн} = 95$ мм. За результатами побудовано графіки зміни видовження канатів ΔL_{ki} та кутів Δb_{ui} для муфти з хордально розташованими канатами при радіальному зміщенні $\Delta r = 1,5$ мм. Аналіз наведених графіків дозволяє стверджувати, що канати

муфти, за наявності радіального зміщення, видовжуються неоднаково. Так, у випадку шестиканатної муфти додатне видовження мають канати №1 (0°), №2 (60°) та №6 (300°), інші канати стискаються і, відповідно, навантаження не несуть. Для чотириканатної муфти ситуація ще гірша – тут навантаження нестиме практично тільки канат №1 (0°), що свідчить про доцільність прагнути при конструюванні збільшити кількість канатів, щоб більша їх частина несла навантаження. Натягнуті канати розташовані над площиною радіального зміщення, а стиснуті – під нею в напрямку обертання муфти. Тут слід зазначити, що наведені міркування справедливі, крім уже наведених припущень, за таких обставин, коли видовження канатів від зовнішнього навантаження набагато менші, ніж видовження від неспівісності. Відповідно забезпечити зменшення нерівномірності розподілу навантаження між канатами можна досягнути за рахунок збільшення їх податливості. Так, коли видовження першого каната під активним навантаженням перевищить $2\Delta_r$, то найбільш стиснений четвертий канат (для шестиканатної муфти) зможе отримати видовження та здатність передавати активне навантаження. У всякому разі, найбільш навантаженим завжди буде той канат, вісь якого в заданий момент часу паралельна площині радіального зміщення, його довжина буде на $2\Delta_r$ більша, ніж довжина протилежного на 180° . Відповідно, за один оберт муфти довжина кожного каната коливатиметься на величину $2\Delta_r$ (від $+\Delta_r$ до $-\Delta_r$), а навантаження канатів відбуватиметься теоретично за асиметричним циклом.

1. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2009. – 208с. 2. Казанцев А.А., Ереско С.П., Ереско А.С., Шевцов В.М. Исследование плоских рычажных механизмов специальных систем // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета имени академика М.Ф. Решетнева. – 2011. – №2 – С. 25-29.

УДК 621.825:621.3.04

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРУЖНОЇ МУФТИ З ВРАХУВАННЯМ ХАРАКТЕРИСТИК ЕЛЕКТРОДВИГУНА

STUDY OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF ELASTIC CLUTCH
TAKING INTO ACCOUNT ELECTRIC MOTOR CHARACTERISTICS

Ігор Романчук

Українська академія друкарства,
вул. Підголосько, 19, м. Львів, 79000, Україна.

A study of dynamic processes in the electromechanical two-mass system of the drive of technological machines has been done as well as a study of the impact of compliance nonlinear elastic clutch with quasi-zero stiffness area on its dynamics

Під час перехідних процесів у привідних системах технологічних машин виникають механічні коливання, які ведуть до нагромадження втомних пошкоджень, що значно знижує ресурс роботи елементів приводу. Для зменшення динамічних навантажень в елементах приводу використовують пружні муфти різних конструкцій. Метою дослідження є аналіз впливу електромеханічних характеристик асинхронних електродвигунів на пуск привідних систем з врахуванням пружності муфти. При дослідженні усталеного руху такої моделі приводу, момент і частота обертання ротора електродвигуна вважаються сталими величинами. В період пуску і гальмування виникають перехідні процеси у електричній системі електродвигуна, які впливають на коливання і динамічні навантаження виконавчого органа. Дійсний момент на валу електродвигуна перевищує момент на стадії усталеного руху, виникають додаткові коливні процеси у кінематичному ланцюгу, що може призвести до його руйнування. Для забезпечення достатньої точності розрахунків слід враховувати пружно-дисипативні характеристики кінематичного ланцюга, виконавчого органа та електромагнітні властивості електродвигуна. Механічні вібрації в приводі потрібно досліджувати у взаємозв'язку з електромагнітними процесами в електродвигуні, що забезпечує високу ефективність проектування приводу.

Розглянуто важливе питання впливу електромеханічних характеристик асинхронних електродвигунів на пуск технологічних машин. Для дослідження динамічних характеристик механічної системи приводу та виявлення перевантажень за основу взято динамічний синтез уточненої двомасової динамічної моделі: електродвигун – виконавчий орган; маси з'єднані між собою пружним зв'язком – муфтою. Динамічний синтез проведено методом зведення мас і жорсткостей до веденого вала з подальшим спільним розв'язуванням диференційних рівнянь, що описують електромагнітні і механічні процеси при зміні параметрів електродвигуна та пружної нелінійної (лінійної) муфти. Досліджено пускові характеристики приводу з врахуванням електричних параметрів

асинхронного електродвигуна та параметрів пружної муфти. Проведено порівняльне дослідження приводу з лінійною втулково-пальцевою муфтою та нелінійною муфтою з ділянкою квазінульової жорсткості. Для аналітичних розрахунків диференціальних рівнянь розроблено спеціалізовану комп'ютерну програму. Для кращої візуалізації результатів досліджень і порівняння різних вивідних величин при однакових вхідних параметрах числові дані імпортувались у програму MATLAB і виводились у вигляді графіків.

Виявлено вплив електромеханічних параметрів електродвигуна на коефіцієнт динамічності приводної системи, що дозволяє більш точно підбирати характеристики пружних муфти. При зростанні зведеного моменту інерції виконавчого механізму коефіцієнт динамічності зменшується на періоді перехідного процесу та має кращі значення для дослідної нелінійної муфти. На перехідному процесі (стадії розбігу) дослідна нелінійна муфта з ділянкою квазінульової жорсткості здатна ефективніше гасити коливання у кінематичному ланцюгу привода, зменшувати амплітуди динамічних навантажень та передавати менший крутний момент на виконавчий орган навіть при великих кутах закручування.

Результати досліджень можуть бути використані як теоретичний матеріал для практикуючих інженерних працівників та інтенсифікувати процес проектування при розробленні кінематичних ланцюгів приводів різноманітних технологічних машин.

УДК 621.874:658.516

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ СИСТЕМИ НОРМ ЯКОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ МОСТОВИХ КРАНІВ

THEORETICAL GROUNDING OF DESIGN QUALITY NORM SYSTEM FOR THE BRIDGE CRANES

Сергій Рягін

*Запорізький національний технічний університет,
вул. Жуковського, 64, м. Запоріжжя, 69063, Україна.*

The analysis of development of ways of construction unknown parametre definition have been done. Multicriteria interactive analysis of a construction by entering of external parametre values to intervals with three borders have

been proposed. The list of design quality criteria have been formulated for the bridge cranes. Orienting borders have been developed for masses and rigidities of span beams, masses of end carriages and trolleys.

Інтеграція у світову економічну систему передбачає підвищення вимог до конкурентоздатності продукції вітчизняних підприємств. У змаганні за покупця з імпортною продукцією критерієм виграшу є співвідношення якості та собівартості. Створення системи норм якості проектування мостових кранів пов'язане з важливим науковим та практичним завданням підвищення конкурентоспроможності вантажопідіймальних кранів вітчизняного розроблення.

Конкурентоздатність технічного об'єкта закладається на стадії проектування. Система норм якості проектування повинна не створювати для конструктора надмірно жорстких меж, а саме орієнтувати його на нові конкурентоспроможні технічні рішення та їх ефективне втілення в проєкті.

Виконаний аналіз розвитку способів визначення невідомих параметрів конструкції, від вільного пошуку на фізичних моделях до одного багатокритеріальної оптимізації. В якості наступного кроку запропонований багатокритеріальний інтерактивний аналіз конструкції з науковим обґрунтуванням норм зовнішніх параметрів. Відрізняльною рисою цього способу є аналіз належності значень зовнішніх параметрів до інтервалів, які мають три межі. Найгірше статистичне значення параметра по групі існуючих відповідних зразків буде нижньою обмежувальною межею, найкраще – верхньою порівняльною межею. Третя, орієнтувальна межа повинна надати уявлення, наскільки віддалені інші значення від теоретичного ідеалу, що може бути досягнений на цьому етапі розвитку техніки. Ділення на цю величину дозволяє звести параметри до безрозмірного виду та порівнюваного масштабу. Це забезпечує більш об'єктивне прийняття рішень та стимулює проектування на випередження. Показано, що такий підхід забезпечує переваги і при пошуку раціональної структури технічних об'єктів, в тому числі – складових.

Стосовно до мостових вантажопідіймальних кранів був сформульований перелік критеріїв якості проєкту. Були розроблені теоретично досяжні конструкції та орієнтувальні межі для мас та жорсткостей прогінних балок, мас кінцевих балок, візків. Розробляються орієнтувальні межі для механізмів пересування. Досліджений вплив вітрових навантажень та старіння металу на орієнтувальні межі, уточнюється вплив втоми металоконструкцій. Розроблені розрахункові залежності та алгоритм попарного врахування комбінацій навантажень на металоконструкцію мостового крана. Отримані обмеження на співвідношення

геометричних характеристик поперечних перерізів коробчастих балок, критерії переходу до фермових або комбінованих металоконструкцій.

Був створений алгоритм визначення критеріїв якості проектування мостового крана з урахуванням попарного перебору комбінацій навантажень. Знайдена раціональна послідовність перебирання елементів крана та їхніх вузлів. Розроблені інтерфейс відповідного програмного продукту та його структура.

УДК 62-366.1

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДИКИ МОДИФІКАЦІЇ КІНЕМАТИЧНОГО ГРАФУ ПРИ СИНТЕЗІ РЕДУКЦІЙНОГО КЛАПАНА З МЕХАНІЧНОЮ СИСТЕМОЮ КЕРУВАННЯ

APPLICATION OF THE METHOD OF MODIFICATION OF THE
KINEMATIC GRAPH WITH THE SYNTHESIS PRESSURE REDUCING
VALVE WITH MECHANICAL CONTROL SYSTEM

Ігор Сидоренко, Чжан Іхен

*Одеський національний політехнічний університет
пр. Шевченка, 1, м. Одеса, 65044, Україна.*

The results of approbation of a technique of synthesis of Autonomous adjustable device with a mechanical control system. The technique is based on modeling certain basic controlled devices modified kinematic graphs for the analysis of the interplay between the elements of their structure and subsequent synthesis under certain conditions, a new mechanical structure defining Autonomous adjustment device with enhanced functionality.

Редукційні клапани широко застосовують у промисловості України. Підвищення вимог до точності регулювання тиску у промислових гідравлічних або пневматичних системах, а також автоматизація регулювання тиску при максимальній автономності та енергонезалежності таких операцій потребують реалізації нових конструктивних рішень.

Ціллю проведених досліджень є апробація методики синтезу саморегульованих пристроїв з механічним зворотним зв'язком за допомогою їхніх моделей у вигляді модифікованих кінематичних графів. Така методика дозволяє синтезувати саморегульовані пристрої з розширеними функціональними можливостями.

Проведено моделювання та аналіз базового пристрою, у якості якого розглянуто регулятор тиску РД – 120. Як приклад, проведено моделювання цього пристрою із застосуванням кінематичних графів. Встановлено, що один з показників кінематичного графа у цьому випадку, а саме його цикломатичне число, не інформативне, а показник у вигляді рухомості з точки зору кінематики обумовлює розглянутий базовий пристрій лише як механічну структуру з надлишковою вільністю. При моделюванні базового пристрою із застосуванням модифікованого кінематичного графа за критерієм цикломатичне число встановлено наявність двох циклів. Перший з циклів обумовлює взаємодію елементів пристрою, яка відображає його основне функціональне призначення, а другий – можливість регулювання цього пристрою. Отримана матриця суміжності, що повністю відповідає кінематичній схемі розглянутого пристрою.

За результатами проведеного аналізу показана різниця між кількістю та інформативністю параметрів, які можуть бути застосовані для аналізу інших механічних систем за допомогою як кінематичних графів та і у випадку їх модифікації.

Результати аналізу базового пристрою використані як основа синтезу нового пристрою. Моделювання проведено шляхом складання модифікованого кінематичного графа з урахуванням визначених умов за показниками рухомості та цикломатичного числа. Виходячи з багатоваріантності можливих рішень запропоновано надати ребрам отриманих модифікованих кінематичних графів вагових коефіцієнтів, які відображають конструктивні або технологічні міркування. Подальші розрахунки енергії отриманих графів з визначенням графа з найменшою енергією дозволило встановити оптимальний розв'язок. Такий підхід базується на принципі мінімуму енергії оптимальної механічної системи, яку обумовлює граф.

У дослідженнях показаний перехід від отриманої оптимальної моделі у вигляді графа до кінематичної схеми самого пристрою за допомогою матриці суміжності. Проведена конструктивна реалізація синтезованого пристрою. Застосування програмного забезпечення для 3D моделювання спільно з технологією 3D друку дозволило отримати прототип синтезованого пристрою. Наявність прототипу дозволило перевірити працездатність, удосконалити деякі конструктивні рішення, дати рекомендації з технології виготовлення і застосування синтезованого пристрою, оригінальність якого підтверджена відповідним патентом України на винахід.

УДК 621.1

АНАЛІЗ, ОПТИМІЗАЦІЯ І СИНТЕЗ ПІДВІСНИХ КАНАТНИХ УСТАНОВОК

ANALYSIS, OPTIMIZATION AND SYNTHESIS OF SUSPENDED CABLE INSTALLATIONS

Богдан Сологуб, Ярослав Данило, Ростислав Предко, Олег Коцюмбас

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

Presents the theoretical basis of structural and parametric synthesis of passenger road with pull-rope carrier, obtained according to the choice of basic parameters such roads.

Підвісна канатна установка є складною технічною системою, тому для її розрахунку необхідно розглянути роботу всіх елементів (вантажна каретка, привод, тягово-вантажопідіймальний канат) та їх взаємний вплив.

Вантажні каретки підвісних систем рухаються зі швидкістю до 7 м/с. Крім цього, при підйманні вантажу спостерігаються значні коливання канатів, це викликає виникнення додаткових динамічних зусиль, які слід враховувати при розрахунках на міцність та довговічність.

Дослідженню та проектуванню складних канатних систем завжди приділялася значна увага. Для розроблення нових канатних систем необхідно вибрати раціональні схеми окремих варіантів, встановити зв'язки між елементами установки, визначити зовнішні сили, що діють на систему, а також закономірності взаємодії окремих елементів між собою.

У залежності від того, проектується принципово нова чи вдосконалюється існуюча конструкція установки, по різному ставляться та розв'язуються задачі синтезу. Вдосконалення установки розпочинають уже з існуючого прототипу, параметри і характеристики якого відомі. У випадку, коли проектують нову канатну систему, її синтез розпочинають з побудови структурної схеми. Аналіз роботи канатних установок показав, що основним резервом підвищення їхньої надійності та ефективності є забезпечення оптимальних умов роботи при проходженні тягово-несного каната через опорні ролики проміжної опори. При проходженні вітки тягово-несного каната з зажимами, на яких підвішені крісла, через опорні ролики у контактуючій парі виникають значні динамічні навантаження і контактні напруження, які приводять до зношування як канатів, так і

напрямних роликів. Дослідженням та проектуванням таких систем завжди приділялась значна увага.

Для розроблення нових механізмів чи устаткувань необхідно вибрати раціональні схеми запропонованих варіантів, встановити зв'язки між окремими елементами системи, визначити зовнішні сили, що діють на установку, а також закономірності взаємодії окремих елементів між собою. Найбільш небезпечними, з точки зору надійності та довговічності основних елементів канатних установок, є проміжні опори та тягово-вантажопідіймальні пристрої. Для визначення внутрішніх зусиль, що виникають у рухомому тягово-несівному канаті й елементах проміжної опори розглянуто розрахункову схему, на основі якої розроблено математичну модель у вигляді системи диференціальних рівнянь руху. При цьому прийнято, що кривою провисання каната є ланцюгова лінія, а при визначенні величини пружного ковзання каната на проміжній опорі враховано фактор співпадання чи неспівпадання напрямку ковзання з напрямком збільшення кута підходу крісла до проміжної опори.

Отримано залежності для визначення величини тиску канату на проміжну опору, а відповідно і проміжні напруження. Це дасть можливість, з умови міцності, визначити основні параметри опори, які забезпечать оптимальні умови роботи канатної системи.

Вибір оптимальних параметрів канатних установок та вико ристання удосконалених тягово-вантажопідіймальних пристроїв дозволить підвищити надійність їх роботи, а також забезпечить зниження витрат на експлуатацію, модернізацію та виконання монтажно – демонтажних робіт.

УДК 621.825

ГЕОМЕТРИЧНІ ТА СИЛОВІ ПАРАМЕТРИ НОВОЇ КУЛЬКОВОЇ МУФТИ ВІЛЬНОГО ХОДУ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

**GEOMETRIC AND FORCE PARAMETERS OF NEW BALL
OVERRUNING CLUTCHES OF VEHICLES**

Олег Сороківський, Василь Юськів

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

On the basis of comprehensive research was developed a new design of a ball overrunning clutch. Prototype of a ball clutch was manufactured in the factory and studied experimentally in laboratory and real conditions.

На основі проведених комплексних досліджень розроблено нову конструкцію кулькової муфти вільного ходу. Дослідний зразок цієї муфти виготовлено у заводських умовах і досліджено експериментально в лабораторних і реальних умовах експлуатації.

За допомогою програмного продукту Solid Works було спроектовано модель даної кулькової муфти вільного ходу. Моделювання роботи муфти методами скінченних елементів за допомогою MSC Adams дозволило отримати епюри розподілу напружень у півмуфтах. За допомогою комп'ютерного моделювання встановлено напруження, що виникають в елементах муфти та місця перевантажень робочих поверхонь пазів півмуфт.

З отриманих епюр напружень визначено, що максимальні напруження виникають у зоні контакту кульки з веденою півмуфтою. Найбільш навантаженими є периферійні ділянки пазів на ведучій та веденій півмуфтах. Це пов'язано з тим, що у цій зоні виникають максимальні напруження деталей муфти. Порівняння результатів моделювання з теоретичними розрахунками показали, що відносна похибка становить не більше 2%.

Для визначення функції зміни контактних напружень від крутного моменту методом скінченних елементів у програмі Cosmos Works була проведена серія дослідів, під час яких поступово змінювався крутний момент з певним кроком у діапазоні від 20 до 200 Н·м, і для кожного значення моменту визначались контактні напруження. Отримано графік зміни теоретичної та експериментальної функції напружень у залежності від моменту. Також отримано графіки зміни сили контакту кульки з веденою півмуфтою, швидкості веденої півмуфти та лінійної швидкості кульки у момент вмикання муфти.

Математичне моделювання показало, що небезпечні ділянки знаходяться у верхній частині гострої кромки паза веденої півмуфти, оскільки саме тут діє найбільша контактна сила з боку кульки у момент удару.

Для перевірки теоретичних результатів виготовлено дослідний зразок кулькової муфти вільного ходу і досліджено експериментально її роботоздатність у реальних умовах експлуатації. Після проведених експериментальних досліджень дослідний зразок було розібрано. Огляд розібраних деталей муфти показав, що внаслідок значних навантажень у робочій зоні спостерігається виникнення місцевих пластичних деформацій. З метою виявлення місць перевантажень, основні елементи

муфти, зокрема півмуфти, було спеціально виготовлено зі сталі 40Л без будь-якої додаткової обробки.

Контрольний огляд деталей показав, що ділянки максимальних напружень розміщені на внутрішній стороні гострої кромки паза веденої півмуфти, а частина паза спрацьована і навіть частково пошкоджено дотичний паз на веденій півмуфті. На основі отриманих результатів зроблено порівняльний аналіз і виявлено слабкі місця конструктивних елементів нової кулькової муфти вільного ходу.

УДК 621.646.4

АНАЛІЗ ВПЛИВОВОСТІ ЧИННИКІВ, ЩО ПРИЗВОДЯТЬ ДО ВТРАТИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЗАПОБІЖНИХ КЛАПАНІВ

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF FACTORS LEADING TO THE LOSS OF FUNCTION OF SAFETY VALVES

Зіновій Стоцько, Роман Шеремета, Олександр Коценко

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

The paper describes the main problematic factors that lead to failure in the work. Identified measure of their impact on the efficiency of pipeline systems.

Сучасні технологічні процеси вимагають все більш високих тисків технологічних середовищ у трубопровідних системах. У зв'язку з цим, стає актуальною задача підвищення надійності елементів трубопровідної арматури, зокрема запобіжних клапанів. При нормальних умовах роботи трубопровідної системи запірний орган ЗК закритий і температура вихідного патрубка клапана значно нижча, ніж температура вхідного патрубка. При відкритті клапана температура корпусу змінюється в короткий проміжок часу, також виникає силова дія на елементи конструкції, пов'язана з перепадом тиску на золотнику. Отже, під час роботи ЗК його корпусні деталі зазнають значних динамічних і нестационарних теплових навантажень, тому цей режим роботи запобіжного клапана підлягає дослідженню.

Експлуатація клапана супроводжується значними перепадами тиску, що є причиною виникнення явища кавітації, яке, в свою чергу,

призводить до ерозії внутрішніх поверхонь. Значна ерозія зовнішніх шарів запірних елементів ув запобіжній арматурі призводить до втрати працездатності. Спрацювання клапана супроводжується значними коливаннями температур. Залежно від місця встановлення температура стінок корпусу при взаємодії з робочим середовищем може змінюватися від 50 до 600 °С. Також у запобіжних клапанах, особливо клапанах великих номінальних діаметрів, що забезпечують велику витрату робочого середовища, виникають значні реактивні зусилля. В момент підйому золотника, це призводить до значних деформацій корпусу клапана запірного елемента і трубопроводу в цілому, і потребує проведення більш ретельних досліджень перехідних процесів, що відбуваються в ЗК.

Від запобіжного пристрою вимагається максимальна швидкодія та відповідна пропускна здатність. Вказані параметри значною мірою визначаються конфігурацією поверхні підйомного елемента клапана, станом його технічних показників. При проектуванні запірного та підйомного органа слід враховувати, ерозійний вплив робочого середовища на їхні поверхні. Руйнування цих поверхонь призводить до втрати працездатності. Таким чином, дослідження і прогнозування можливого ерозійного руйнування елементів запобіжної арматури являє собою важливу складову дослідження факторів, що впливають на працездатність арматури.

У доповіді систематизовано чинники, що приводять до втрати працездатності ЗК, встановлено взаємозв'язки та взаємовпливи їх під час спрацювання, а також виявлено ступінь їхнього впливу на працездатність запобіжної арматури високих енергетичних параметрів.

УДК 621.833.65

**ПРО ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ЗУБЧАСТИХ
ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ ЗАМКНУТОЮ
ГІДРОСИСТЕМОЮ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ЗМІНАМИ ШВИДКОСТІ**

**ABOUT EFFICIENCY DETERMINING OF THE EPICYCLIC
GEARBOXES WITH A CLOSED CIRCUIT HYDRAULIC SYSTEM FOR
SPEED CHANGES MANAGEMENT**

Олег Стрілець

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

The analysis of the efficiency determining is held for machines and mechanisms based on a review of the known technical literature on the theory and the results applied to devices single and multi-stepped epicycles gearboxes with a closed circuit hydraulic system that allow you to manage change of speed of executive mechanisms and machines.

Виконання технологічних операцій машинами в різних галузях промисловості вимагають керування змінами швидкості як за величиною, так і напрямком їх виконавчих механізмів. Серед зубчастих механізмів для цього більш раціональним вважається використання зубчастих диференціальних передач, які є предметом особливої цікавості вітчизняних і світових учених. При виступах на наукових конференціях та інших наукових дискусіях, часто звертається увага на коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) таких пристроїв, які дозволяють керувати змінами швидкості за допомогою односходинкових і багатосходинкових зубчастих диференціальних передач із замкнутою гідросистемою, розроблених на рівні патентів України №№ 7328, 11121, 18514, 18587, 25335, 28489, 48301, 48608, 108239 і потребують подальших теоретичних досліджень їхніх геометричних, кінематичних і силових параметрів. Про к.к.д. зубчастих диференціальних передач у загальному вигляді, широко описано у відомій класичній технічній літературі з теорії механізмів і машин, але мало це стосується конкретних випадків.

Для всіх механізмів досліджені, в якісь мірі, к.к.д., відомі з літературних джерел і практики. За коефіцієнтом корисної дії оцінюють досконалість машини або механізму (коли к.к.д. вищий). Коефіцієнт корисної дії лежить у межах $0 \leq \eta < 1$ і є величиною, яка визначається відношенням роботи корисних сил A_{kc} до повної роботи A_n

$$h = A_{kc} / A_n . \quad (1)$$

Вказане вище загальне визначення коефіцієнта корисної дії може бути конкретизовано для окремих випадків і, що важливо, можна отримати формули для визначення коефіцієнта корисної дії через розміри ланок та інші параметри механізмів.

Визначення к.к.д. зубчастих диференціальних передач не завжди потрібне. Якщо зубчата диференціальна передача застосовується в якості редуктора, який передає потужність виконавчому механізму машини на протязі тривалого часу, тоді для виявлення її придатності потрібно визначати к.к.д. У випадках, коли зубчата диференціальна

передача використовується у якості пристроїв регулювання руху деяких ланок, к.к.д можна не визначати, якщо передача не самогальмівна.

З трьох методів визначення к.к.д., на практиці, в основному, застосовують метод, коли зубчасті диференціальні передачі шляхом інверсії зводять до простих передач з нерухомими осями і передбачають, що втрати на тертя в кожній парі зубчастих коліс пропорціональні добутку колової сили на зубцях і швидкості точки початкового кола сателіта по відношенню до водила. Цей добуток має назву потенціальної потужності.

Виконані теоретично-комп'ютерні дослідження к.к.д. для пристроїв процесу зміни швидкості за допомогою одно- або багатосходкових диференціальних передач із замкнутими гідросистемами між ведучими і веденими ланками, або навпаки, та зроблені відповідні висновки.

УДК 621.825.63

ПРУЖНИЙ ВАЛ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ

RESILIENT CARDAN SHAFT GEAR

**Володимир Стрілець, Микола Козяр, Андрій Бондарук,
Олександр Сенніков**

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

Based on the analysis of deficiencies of known cardan shaft gear which consists of two parts - a cylindrical tube and shaft, interconnected by slots with the possibility of axial displacement of the shaft, we designed a shaft which made of two parts: first - shaped tube with a U-tops, and the second - profile shaft.

Розглянуті карданні передачі (див. кн. Скляров В.Н., Волков В.П., Скляров Н.В., Руденко И.Д., Сергиенко Н.Е. Автомобиль. Особенности конструкции. – Харьков: 2013, – 520 с.), у яких вал складається з двох частин – циліндричної труби і вала, з'єднаних між собою шліцами з можливістю осьового зміщення, а на вільних торцях цих частин закріплені вилки для карданних шарнірів. Основним недоліком валів

карданних передач є те, що обертальний момент передається ними миттєво, тобто ударно, а це негативно впливає на деталі трансмісії та мобільних машин у цілому.

Наведені конструкції валів, які дозволяють зменшити ударні навантаження за рахунок того, що дві частини вала з'єднані між собою профільним з'єднанням. Для цього труба виконана профільною з поперечним перетином рівностороннього трикутника, або чотирикутника, або іншого профілю з підковоподібними вершинами, винесеними назовні та з плавним переходом на грані цих профілів, а на другій частині вала виконані лиски під грані згаданих профілів. На рис. 1 пояснено конструкцію такого вала на прикладі трикутного профілю.

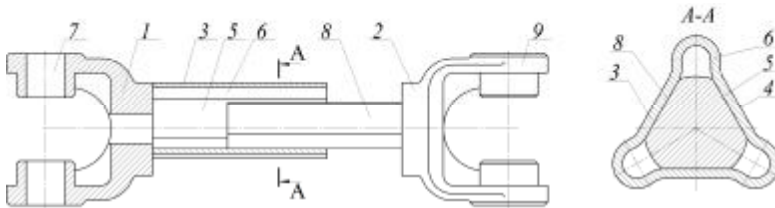


Рис. 1. Будова пружного вала карданної передачі

Вал карданної передачі складається з двох частин 1 і 2. Частина 1 вала карданної передачі виконана у вигляді профільної труби 3 з поперечним перетином рівностороннього трикутника 4 з гранями 5, вершини 6 якого винесені назовні і мають, наприклад, підковоподібний обрис. З одного торця труби 3 приєднана вилка карданного шарніра 7. На другій частині 2 з одного торця виконані лиски 8 під грані 5 рівностороннього трикутника 4 профільної труби 3 частини 1, а на другому торці приєднана вилка карданного шарніра 9. Частини 1 і 2 карданного вала з'єднані між собою профільним з'єднанням у вигляді рівностороннього трикутника.

Вал карданної передачі працює так. Обертальний момент передається через карданний шарнір на вилку 7 частини 1 у вигляді профільної труби 3, а далі через профільне з'єднання на частину 2. Збільшення обертового моменту приводить до деформації профільної труби 3 через розтискання граней 5 і підковоподібних вершин 6 рівностороннього трикутника. Внаслідок деформації профільної труби 3 обертальний момент через профільне з'єднання частин 1 і 2 передається на вилку 9 карданного шарніра м'яко.

УДК 621.7

МОДЕЛЮВАННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОБІЛЬНОГО ВЕРСТАТА-РОБОТА, ЯКИЙ ВКЛЮЧАЄ ПРОСТОРОВІ ШАРНІРНІ СТРИЖНЕВІ СИСТЕМИ

MODELING KINEMATIC CHARACTERISTICS MOBILE MACHINE-
WORK, WHICH INCLUDES SPACE ARTICULATED RODS SYSTEM

Василь Струтинський, Андрій Гуржій, Олександр Колот

*Національний технічний університет «Київський політехнічний
інститут імені Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна.*

The problem of the mobile robot milling machines working space expanding was considered with a new approaches to a kinematics theory formation for such type of mechanisms. The methods of determining characteristic membership functions of a fuzzy set was devised, that describes the deformation movements kinematic characteristics. The trajectories features the spatial movement of the machines effector was defined with the trajectories testing errors and the deformability of bearing rod machines system influence on its kinematic accuracy.

Мобільні верстати-роботи мають збільшений робочий простір. Це дозволяє проводити обробку об'єктів різного виду у нішах, ямах, трубопроводах. Збільшення робочого простору забезпечено використанням телескопічних штанг змінної довжини, які утворюють стрижневу структуру типу механізма-гексапода. Стрижнева структура має знижену жорсткість, а наявність шарнірів обумовлює специфічні кінематичні режими роботи механізму, що складає основу верстата-робота. Дослідження кінематики маложорсткої стрижневої системи верстата-робота традиційними методами теоретичної механіки не забезпечує потрібну точність. Причиною цього є значні деформації елементів стрижневої системи, що призводить до значних похибок при використанні моделей механізмів у вигляді твердих тіла, які є традиційними для методів теоретичної механіки. Запропоновано нові підходи для побудови теорії кінематики мобільних верстатів-роботів. Вони полягають у застосуванні наближених моделей механізмів одержаних «затвердінням» пружної системи в певний момент часу. Утворений шарнірний механізм має твердотільні ланки, що дозволяє

застосовувати для аналізу його кінематики традиційні методи теоретичної механіки та теорії механізмів і машин. Одержані кінематичні співвідношення для «квазітвердого» механізму уточнюються врахуванням поправок на «деформаційний» рух ланок механізму. Рух окремих точок мобільного верстата-робота формується як суперпозиція квазітвердого та деформаційного руху окремих кінематичних ланцюгів верстата-робота. Враховуючи невизначеність форми стрижневої пружної системи мобільного верстата-робота, деформаційний рух визначається з певною вірогідністю. При цьому застосовані методи теорії нечітких множин. Розроблено методи визначення характеристичних функцій приналежності нечітких множин, що описують кінематичні характеристики деформаційного руху.

Запропоновані методи розрахунку кінематичних параметрів покладені в основу моделювання кінематичних характеристик мобільного верстата-робота. У процесі моделювання визначено особливості траєкторій просторового руху виконавчого органу мобільного верстата-робота. Встановлені похибки відпрацювання траєкторій та вплив деформативності стрижневої несучої системи верстата на його кінематичну точність.

УДК 621.9.06

**РАЦІОНАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ПРИВОДІВ ДЛЯ
МАНПУЛЮВАННЯ ОБ'ЄКТАМИ МАШИНОБУДУВАННЯ В
ЕКСТРЕМАЛЬНИХ УМОВАХ**

**RATIONAL DESIGN OF DRIVE SYSTEMS FOR HANDLING OBJECTS
ENGINEERING IN EXTRIME CONDITIONS**

Сергій Струтинський

*Національний технічний університет «Київський політехнічний
інститут ім. Ігоря Сікорського»,
пр. Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна.*

The design methods of spatial drive system used for manipulate objects in extreme conditions were developed. Methods include concept development, iterative schematic design algorithm, computer modeling and prototyping systems and structural adjustment system solutions based on the analysis of static and dynamic characteristics.

Просторові системи приводів забезпечують ефективне маніпулювання об'єктами машинобудування. На їхній основі розроблені інноваційні роботомеханічні системи, призначені для роботи в екстремальних умовах. Вони забезпечують маніпулювання об'єктами в обмежених об'ємах, зокрема при наявності стисненого рідкого або газового середовища. При цьому здійснюється діагностика та ремонт внутрішніх поверхонь резервуарів, трубопроводів, баків, зокрема в аварійних ситуаціях.

У результаті проведених робіт розроблено методи раціонального проектування систем приводів для маніпулювання об'єктами машинобудування в екстремальних умовах. Запропонована схема розроблення проектної рішення по етапах з врахуванням результатів проектних розрахунків та математичного моделювання статичних і динамічних характеристик системи приводів.

Початковим етапом проектування є розроблення концепції проектного рішення системи приводів та формулювання уточнених технічних умов розробки. Наступним етапом є синтез схемного рішення системи приводів за запропонованим ітераційним алгоритмом. Схемне рішення системи на нульовій ітерації алгоритму рекомендується вибирати з використанням ідеалізованих схем у вигляді правильних геометричних фігур: трикутника, тетраедра, куба, октаедра тощо. Уточнення схемного рішення здійснюється за результатами проектних розрахунків на основі методів Монте-Карло.

Наступним етапом проектування встановлено вибір і уточнення конструктивного рішення шляхом комплексного комп'ютерно-модульного моделювання та відповідного макетування системи. При цьому комп'ютерні модулі системи (шарніри, з'єднання, приводи, вимірювальні пристрої) мають повну відповідність з модулями макетів і забезпечують узгоджене комплексне комп'ютерне моделювання і експериментальну перевірку розробленого конструктивного рішення системи шляхом макетування. Модулі макетів відповідають розробленій інноваційній елементній базі, яка забезпечує роботу систем приводів у екстремальних умовах.

Розроблені методи і методики визначення статичних і динамічних характеристик систем приводів складають основу завершального етапу теорії проектування. Запропоновані раціональні методи розрахунку статичних характеристик твердотільних та пружно-деформованих систем приводів. Для визначення динамічних характеристик запропоновані математичні моделі, що описують просторові сферичні рухи в системах та спрощені планарні моделі. З врахуванням одержаних статичних і динамічних характеристик коригується розроблене проектне рішення

системи приводів для маніпулювання об'єктами машинобудування в екстремальних умовах.

УДК 621.1

FRICITIONAL HEATING OF A BRAKE DISC WITH SPECIFIC POWER OF FRICTION VARIABLE IN TIME

ФРИКЦІЙНЕ НАГРІВАННЯ ГАЛЬМІВНОГО ДИСКА ЗМІННОЮ В
ЧАСІ ПОТУЖНІСТЮ СИЛИ ТЕРТЯ

Katarzyna Topczewska

*Bialystok University of Technology,
Wiejska 45C Street, 15-351 Bialystok, Poland,
k.topczewska@doktoranci.pb.edu.pl*

Встановлено взаємозв'язок між часом досягнення екстремуму потужності тертя і моментом часу досягнення максимальної температури у гальмівному диску впродовж гальмування.

Depending on the way of absorb heat by frictional braking system, frictional characteristics and wear in disc-pad contact area are changing significantly. The nature of the variable in time power of friction has essential influence on value and spatio-temporal distribution of the temperature in the operating members. In some cases the major part of braking work is accomplished in the initial stage of braking, in other cases work is more evenly distributed in time. The vast majority of the received accurate solutions usually concern only two elementary cases [2, 3]. In first of them, specific power of friction in braking process has constant value, in second its decreases linearly from maximum value in initial moment to zero in the standstill. The second time course of specific power of friction is realizable during braking with constant deceleration and an immediate increase of pressure to nominal value in the initial time moment. Influence of the time of the contact pressure increase to nominal value on the temperature distribution was investigated in the article [5].

The subject of this research is transient temperature field in a brake disc with different powers of friction. The real heating process of the brake disc was replaced by a simplified one-dimensional model – semi-space heated on its outer surface. It was assumed that the heat flux penetrates into the disc only in a

direction perpendicular to friction surface, and its intensity is equal to the specific power of friction [2]. Taking into account abovementioned assumptions, the analytical solutions of the one-dimensional thermal problems of friction with three different time courses of friction power, which forms were proposed in monograph [1]. Accurate, analytical solutions in dimensionless form were found using Duhamel's theorem [4]. Based on received solutions, evolutions and spatial distributions of the dimensionless temperature were analyzed using numerical methods. The obtained numerical results allowed to determine influence of the time distribution of friction power on the spatio-temporal temperature distribution in brake disc. It was noticed, that there are significant differences between values and temperature fields, especially in standstill time moment after single braking. Correlation between the time of extreme friction power value and the time moment of achieve maximum temperature in disc during braking was observed.

1. Chichinadze A. V. (1967) *Estimation and investigation of external friction during braking*, Nauka, Moscow (in Russian), – 231 p. 2. Kuciej M. (2012) *Analityczne modele nieustalonego nagrzewania tarcowego*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej, Białystok, – 235 p. 3. Jewtuszenko O. (red) (2014) *Analityczne i numeryczne modelowanie procesu nieustalonej generacji ciepła w elementach tarczowych układów hamulcowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej, – 251 p. 4. Ozisik M. N. (1993) *Heat conduction*, 2nd Ed. Wiley: New York, – 712 p. 5. Topczewska K. (2016) *Temperature distribution in a brake disc with variable contact pressure*, *Technical Issues 1/2016* pp. 90–95.

УДК 621.01

МЕЖИ ІСНУВАННЯ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ, ЩО СИНТЕЗОВАНИ НА ОСНОВІ ТОЧОК РОЗПРЯМЛЕННЯ 5-ГО ПОРЯДКУ

THE AREAS OF EXISTENCE OF DWELL LINKGAGE MECHANISMS ON
THE BASIS OF THE 5TH ORDER STRAIGHTENING POINTS

В'ячеслав Харжевський

*Хмельницький національний університет,
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна*

The paper deals with the synthesis of the dwell linkage mechanisms which can be obtained using the theoretical grounds of the kinematic geometry,

an effective method is the usage of the 5th order straightening points which can be found for each position of the coupler plane. The important task for the designers is to synthesize such mechanisms at the given duration of the dwell phase. As shown in the paper, the usage the numerical and analytical methods allowed to determine the areas of existence of such mechanisms.

Механізми із зупинкою вихідної ланки широко використовуються у сучасних машинах, причому для цього можуть бути використані різні типи механізмів, зокрема, кулачкові, мальтійські, механізми неповнозубих коліс. Проте, як відомо, при певних співвідношеннях розмірів ланок, ця задача може бути розв'язана за допомогою важільних механізмів, які, внаслідок відсутності вищих кінематичних пар, мають низку істотних переваг, але оптимальний синтез таких механізмів є однією з найскладніших задач у теорії синтезу механізмів, що потребує використання методів числового аналізу. Одним з методів у проектуванні таких механізмів є використання точок розпрямлення 5-го порядку, що визначаються методами кінематичної геометрії. Якщо прийняти одну з таких точок T за шатунну точку D механізму, отримуємо криву, яка на деякій ділянці D_1D_2 наближається до прямої лінії. На основі таких механізмів можна проектувати механізми із зупинкою (див. рис. 1).

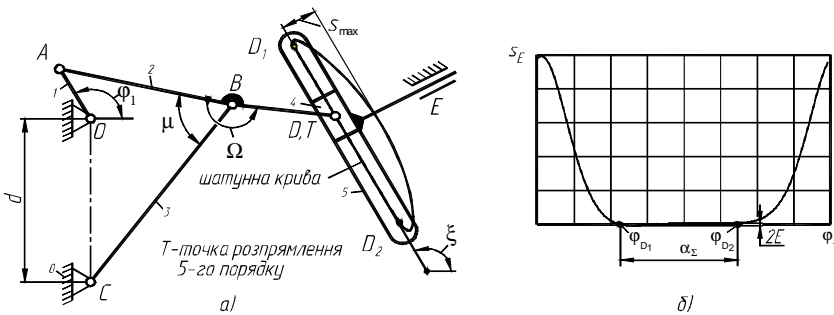


Рис. 1. Важільний механізм із зупинкою (а) та діаграма переміщень його вихідної ланки (б)

Проте важливою задачею є визначення параметрів таких механізмів, які забезпечують наперед задану тривалість зупинки α_z вихідної ланки. Використовуючи методи числового аналізу, ця задача була розв'язана, зокрема побудовані межі існування механізмів, тривалість зупинки яких кратна 10° . Розроблені довідкові матеріали, що дозволяють визначати геометричні параметри таких механізмів, зокрема,

довжину другого плеча шатуна $k=BD$, кут його зламу Ω , а також характеристики ділянки наближення – її довжину $L=D_1D_2$ та кут нахилу ξ . Синтез можна проводити за заданою тривалістю, точністю зупинки $2E$, максимальним ходом S_{\max} вихідної ланки.

Розроблене програмне забезпечення дозволяє проводити оптимізаційний синтез таких механізмів, що полегшує конструктору задачу вибору їхніх оптимальних параметрів за різними критеріями.

УДК 539.7

ВЕРИФІКАЦІЯ МІЦНОСТІ КОНСТРУКЦІЙ БАЛОНІВ ВИСОКОГО ТИСКУ З ПОЛІМЕРНИХ КОМПОЗИЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ

VERIFICATION OF THE STRENGTH CONSTRUCTIONS OF HIGH
PRESSURE BALLOONS FROM POLYMERIC COMPOSITE MATERIALS

Володимир Харченко, Дмитро Клименко, Анатолій Тонконоженко

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

The methods of verification constructions of high pressure ballons from laminated polymeric composite materials and measurement scheme of parameters of the mechanical condition of constructions at experimental testing of strength are considered.

У процесі розроблення, виготовлення та експлуатації балони високого тиску з полімерних композиційних матеріалів, які широко використовуються в техніці (особливо ракетно-космічній, авіаційній, на транспорті), повинні проходити процедуру підтвердження своїх характеристик. Верифікація таких конструкцій має свою специфіку, обумовлену тим, що їхня конструкція проектується і виготовляється одночасно з матеріалом.

У практиці ДП «КБ «Південне» при розробленні балонів високого тиску типу «кокон», таких як корпуси твердопаливних ракетних двигунів, паливні баки, балони системи наддування баків тощо, виготовлених методом намотування з полімерних композиційних матеріалів, використовується системна верифікація їх конструкції розрахунковими та експериментальними методами. При розробленні конструкцій балонів з

потрібними характеристиками, які задаються в технічному завданні, розрахунок схеми намотування силових оболонок балонів та розрахунок їхнього напружено-деформованого стану проводиться за допомогою спеціальних програм та використанням сучасних пакетів скінченно-елементного моделювання ANSYS, NASTRAN. При цьому при розрахунку використовуються механічні характеристики однонаправленого матеріалу, одержані при випробуванні зразків з нього, а також коефіцієнти реалізації характеристик в аналогічних конструкціях, розроблених раніше.

На етапі експериментальних випробувань для відпрацювання і підтвердження міцності проводяться дослідження міцності матеріалу і конструкцій на зразках матеріалу, модельних оболонках та дослідних конструкціях балонів при дії експлуатаційних силових та теплових навантажень. При серійному виробництві після виготовлення балони піддаються контрольно-технологічним неруйнівним випробуванням тиском, розтягуючими та стискуючими силами.

У запропонованій доповіді розглянуті схеми вимірювання механічних параметрів конструкцій балонів високого тиску за допомогою сенсорів переміщень, відносних деформацій та вібрацій при статичних неруйнівних та руйнівних випробуваннях. Сенсори встановлюються в критичних місцях конструкції (силових оболонках, у зоні шпангоутів, полюсних отворів днищ тощо), що дає можливість з високою інформативністю отримати дані про механічний стан конструкції та фактичну реалізацію механічних характеристик шаруватих композиційних матеріалів у конструкції. Одержані дані дозволяють прогнозувати несучу здатність балонів без проведення їх руйнівних випробувань та уточнити розрахунки на міцність, що дає змогу скоротити кількість руйнівних випробувань та одночасно збільшити надійність конструкцій балонів.

УДК 621.878.23.001.4

ІННОВАЦІЙНІ МЕТОДИ СТВОРЕННЯ ЗЕМЛЕРИЙНО- МАНІПУЛЯТОРНОГО РОБОЧОГО ОБЛАДНАННЯ МІНІМАЛЬНОЇ МАТЕРІАЛОМІСТКОСТІ ЗА УМОВ МІЦНОСТІ

**INNOVATIVE METHODS OF CREATION EARTHMOVING
MANIPULATOR WORKING EQUIPMENT MINIMUM MATERIAL
CAPACITY WITH SUFFICIENT STRENGTH**

Леонід Хмара, Ігор Кулик

Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
буль. Чернишевського, 24 а, м. Дніпро, 49000, Україна.

The report presents a method that allows for each normalized value cylinder diameter D to calculate the minimum value of S of the stroke, which allows the load on the arm in end positions and provides the desired angle of rotation of the lever between the end positions, and then determine the effect of cylinder diameter on the steel intensity of equipment and determine the most rational values cylinders diameters. To investigate the strength of elements of the equipment used by the finite element method in modern CAD/CAE-system.

У наш час маніпуляторне обладнання (МО) набуває все більшого поширення у будівництві. Сучасні методи конструювання, дослідження та визначення раціональних параметрів МО, с точки зору досягнення мінімальної матеріаломісткості за умов збереження міцності, є актуальною темою.

У доповіді представлено метод, що дозволяє для кожного нормалізованого значення діаметра гідроциліндра D розрахувати мінімальне значення ходу поршня S , що забезпечує навантаження на важіль у кінцевих положеннях та забезпечує потрібний кут повороту важеля між кінцевими положеннями, а далі визначити вплив діаметра гідроциліндра на металомісткість МО і визначити раціональні значення діаметрів гідроциліндрів МО. Для дослідження міцності елементів використовувався метод скінченних елементів у сучасній CAD/CAE-системі.

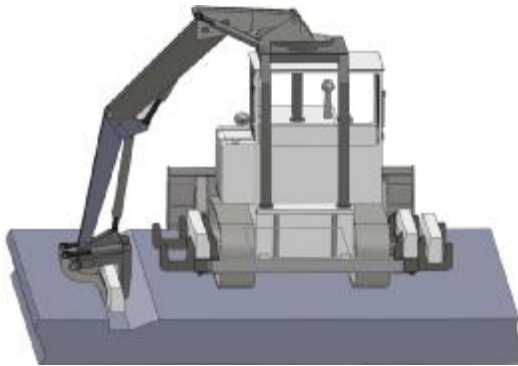


Рис.1. 3D-моделювання операції вкладки бордюрного каменя вздовж дорожнього полотна

У доповіді також представлено досвід дослідження технологічних операцій МО шляхом твердотілого 3D-моделювання у масштабі 1:1 у сучасній CAD-системі. На рис. 1 представлено приклад 3D-моделювання однієї з технологічних операцій МО.

УДК 621.879.4

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ СПЕЦІАЛЬНИХ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

INTENSIFICATION OF THE SPECIAL CONTINUOUS-ACTION EARTHMOVING MACHINES' WORKING PROCESSES

Леонід Хмара¹, Володимир Мусійко²

¹Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
вул. Чернишевського, 24 а, м. Дніпро, 49000, Україна;

²Національний транспортний університет,
вул. Михайла Омеляновича-Павленка, 1, м. Київ, 01010, Україна.

Excavation of the waterlogged argillaceous and loamy soils in the pipelines repair area associated with a high probability of continuous action machines' working bodies' jamming in soil. In order to eliminate this disadvantage the method of a pulse intensification unloading of working bodies of motor-beam earth-moving machines for uncovering the pipeline from the sticky soil was developed and implemented in the manufacturing. Pulse intensification unloading of machines' for digging soil under the pipelines milling-rotary working bodies made it possible to organize the tandem work of the machines for uncovering the pipelines and the rotary machines for digging under the pipelines. It provides reduction of the volume of excavating soil during the uncovering of pipelines by 25...35%.

Протяжність нафто- та газотранспортних систем України становить близько 45 тисяч кілометрів. Підтримка систем у роботоздатному стані здійснюється виключно шляхом виконання капітального ремонту лінійної частини трубопроводів. Рівень зношування трубопровідних магістралей (нафтопроводів до 90% їхньої протяжності, газопроводів – 60%) диктують необхідність підвищення темпів виконання ремонтних робіт мінімум у 3...8 разів. Існуючі протиріччя між темпами виконання земляних та ремонтних робіт при проведенні капітального ремонту трубопроводів,

вирішується шляхом створення спеціальних землерийних машин безперервної дії та реалізації нової технології їх швидкісного безпідйомного капітального ремонту за рахунок використання створених машин.

Проблемне питання усунення заштибування робочого обладнання машин відкриття трубопроводів та підкопувальної роторної в заборі вирішується шляхом забезпечення імпульсної інтенсифікації розвантаження ґрунту з робочих органів машин. Інтенсифікація розвантаження ґрунту з ланцюгово-балкових робочих органів, за рахунок оснащення їх транспортуючих балок гнучкими днищами, що розкриваються в момент розвантаження, забезпечує повну очистку робочого органа навіть від липких, глинистих ґрунтів. Перенесення розробленого ґрунту знову в забій, як і залишкові просипи на дні відпрацьованих виїмок, зводиться практично до нуля.

Імпульсна інтенсифікація процесу розвантаження ґрунту з фрезерно-роторних робочих органів машин для підкопування ґрунту під трубопроводами дозволяє суттєво підвищити їхню продуктивність, зменшити навантаженість. Вказаний ефект досягається за рахунок зменшення опору переміщенню розробленого ґрунту з під трубопроводу.

Наявність імпульсних інтенсифікаторів, що встановлені на консольних кінцях фрезерно-роторного робочого органа машини роторної підкопувальної, забезпечує зменшення опору переміщенню ґрунту, розробленого під трубопроводом, надає можливість роботи машини тандемом з машиною відкриття трубопроводів. За допомогою інтенсифікаторів розроблений під трубопроводом машиною підкопувальною ґрунт переміщується на робоче обладнання машини відкриття трубопроводів, а потім конвеєром – у відвал. Це дозволяє уникнути необхідності спорудження приямків для розміщення розробленого під трубою ґрунту та зменшити на 25...35% об'єми необхідних земляних робіт при відкритті трубопроводів.

УДК 621.1

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ БУДІВЕЛЬНИХ І ДОРОЖНІХ МАШИН З ІННОВАЦІЙНИМИ ТЕХНІЧНИМИ РІШЕННЯМИ

**EFFICIENCY DEFINITION OF ROAD BUILDING MACHINES WITH
INNOVATIVE TECHNICAL SOLUTIONS**

Леонід Хмара¹, Антон Холодов²

¹Придніпровська державна академія будівництва та архітектури,
вул. Чернишевського, 24 а, м. Дніпро, 49000, Україна;

²Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002, Україна.

The paper presents some aspects of new concept of determination efficiency of road building machines

Сучасні технології дозволяють максимально підвищити К.К.Д. кожного механізму окремо, що є не менш важливим фактором, скорочуючи втрати енергії від джерела (палива) до кінцевого споживача (робочому органу, що випускається, роботі), але залишає загальний К.К.Д. машини на досить низькому рівні, близько 0,15 – 0,5.

Єдиний важливий оцінювальний параметр машини при високому рівні якості продукції, що випускається (розробленні ґрунту, його плануванні, розробленні траншеї, дроблення каменю тощо) – це витрата палива, що позначається на вартості продукції, що випускається і, як наслідок, викиди відпрацьованих газів у навколишнє середовище.

Тому необхідно шляхом проведення заходів, спрямованих на підвищення загального К.К.Д. машини, знижувати витрату палива:

1. Енергозберігаючі технології.

2. Гібридні приводи.

3. Гідроакумульовальні системи.

4. Системи автоматизованого проектування, що визначають найменшу траєкторію руху робочого органу.

5. Кваліфіковане навчання операторів.

6. Розроблення нових видів пального.

Таким чином, можна оцінити, наскільки підвищитися К.К.Д. за рахунок окремо взятого методу і за рахунок суми проведених заходів, без урахування модернізації вузлів машини.

Новий підхід до оцінювання К.К.Д. будівельних і дорожніх машин (СДМ), а саме – витрата палива на виконання корисної роботи.

Розрахунковим шляхом визначається необхідну кількість енергії на виконання заданого обсягу роботи і співвідноситься з енергією (паливом), що дійсно витрачається машиною.

Пропонуються використовувати паливо-експлуатаційний К.К.Д. енергонасичених машин для оцінювання і відстеження їхніх економічності та екологічності.

$$h_{fw} \begin{matrix} \nearrow f \\ \rightarrow w \end{matrix} \begin{matrix} - \text{fuel (паливо)} \\ - \text{work (робота)} \end{matrix}$$

Розрахунковим шляхом визначається необхідну кількість енергії E_r на виконання заданого обсягу роботи і співвідноситься з енергією (паливом) E_z реально витрачається машиною

$$h_{fw} = \frac{E_r}{E_z}.$$

Ідеальним слід вважати випадок, коли вироблена паливом енергія дорівнюватиме витраченій на корисну роботу.

УДК 621.1

ДИНАМІКА ПУСКА ВІБРОМАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ЗБУДНИКОМ КОЛИВАНЬ З УРАХУВАННЯМ ПРУЖНОСТІ ПРИВОДУ

DYNAMICS OF START OF VIBRATION MACHINE WITH UNBALANCED VIBRATION EXCITER CONSIDERING DRIVE ELASTICITY

Микола Ярошевич¹, Віктор Тимошук¹, Іван Забронець²,
Тетяна Ярошевич¹

¹Луцький національний технічний університет,
вул. Львівська, 75, м. Луцьк, 43018, Україна;

²Волинське обласне управління лісового та мисливського господарства,
пр. Волі, 30, м. Луцьк, 43000, Україна.

The run process of vibratory machine with the flat nature of the movement of the working body considering coupling's elasticity, that connects the rotors of the motor and vibration exciter, is examined

Час розбігу вібромашини розбито на чотири окремі періоди. Розглянуто перший період – момент пуску двигуна. Момент асинхронного двигуна подано у вигляді $L_1(j\omega) = L_{\text{пуск}} [1 - e^{-b_{\text{де}} t} \cos(\omega t)]$ (тут $L_{\text{пуск}}$ – пусковий момент двигуна; $b_{\text{де}}$ – коефіцієнт, що характеризує

згасання коливань електромагнітного моменту; $w = 6,28f_{cmp}$; $f_{cmp} = 50 \text{ Гц}$). Оскільки аналізується зовсім нетривалий проміжок часу від початку пуску, коли розглядувані коливання ще не встигають суттєво змінитися, задачу розглянуто без врахування опору коливанням привода та нехтуючи згасанням пускових коливань електромагнітного моменту. Момент, що виникає у приводі під час пуску двигуна може бути визначений за формулою

$$T_m \approx L_{\text{муск}} \left[1 - \frac{1}{w^2 - p_m^2} (A_p \cos(p_m t - a_p) + A_w \cos(wt - a_w)) \right],$$

де $A_p = w^2 \sqrt{1 + \frac{4b_m^2}{p_m^2}}$; $a_p = \arccos \frac{p_m^2}{\sqrt{p_m^2 + 4b_m^2}}$; $A_w = \sqrt{p^4 + 4b_m^2 w^2}$;

$a_p = \arccos \frac{w^2}{\sqrt{p^4 + 4b_m^2 w^2}}$; p_m – частота власних коливань приводу;

$b_m = b_m \frac{I_1 + I_2}{2I_1 I_2}$; I_1, I_2 – зведені моменти інерції роторів двигуна та

вібробудника; b_m – коефіцієнти в'язкого опору коливанням приводу.

Максимальні навантаження у приводі спостерігаються при пуску та являють собою інтенсивні згасаючі коливання моменту. Величина максимального моменту, який виникає, найбільше залежить від віддаленості власної частоти коливань приводу від частоти струму та опору коливанням; у разі значної віддаленості вказаних частот вона є дещо меншою за подвійний пусковий момент двигуна; у випадку їх близькості – може перевищувати пусковий момент двигуна майже втричі. Зі зростанням опору, величина максимального моменту істотно знижується; однак за великих коефіцієнтів опору ($b_m \geq p_m$) його збільшення може призводити до деякого зростання моменту. Коливання моменту в загальному випадку мають бігармонічний характер (з частотами струму та власних коливань приводу) і відбуваються відносно середнього значення, приблизно рівного пусковому моменту двигуна. При цьому, у разі малого опору та значної віддаленості зазначених частот, коливання відбуваються лише з власною частотою приводу, а при великому опорі та близькості частот – з частотою струму. Відповідно, у першому випадку тривалість підвищених навантажень визначається тривалістю процесу згасання вільних коливань приводу, в іншому разі –

тривалістю перехідних електромагнітних процесів у двигуні та неістотно залежить від опору. Правильним підбором величини коефіцієнтів жорсткості та опору можна зменшувати величину максимального моменту, який виникає у приводі під час пуску.

ù

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ	3
Андрейків О., Скальський В., Долінська І., Лисик А. Оцінювання залишкового ресурсу елементів конструкцій за маневрового режиму експлуатації	3
Бобир М., Грабовський А., Бондарець О. Моделі руйнування конструкційних матеріалів на основі механіки пошкоджуваності	4
Греділь М., Штойко І., Никифорчин Г. Методичні аспекти дослідження корозійно-втомного росту тріщин у газопровідних сталях	6
Духота О., Науменко Н., Кіндрачук М., Кудрін А. Критерії оцінювання працездатності та вибору матеріалів пар тертя за умов зношування при фретинг-корозії і динамічному ударному контактному навантаженні	7
Кушнір Р., Попович В. Розрахунок термонапруженого стану шаруватих термочувливих елементів конструкцій	9
Марчук М., Сіренко В., Клименко Д., Харченко В. Математичні моделі та методи стосовно проблем міцності елементів конструкцій ракетно-космічної техніки	10
Ткачук М., Грабовський А., Ткачук-мол. М., Васильєв А. Комп'ютерне моделювання як основа проектно-технологічних рішень для елементів бойових броньованих машин	12
Івасишин А., Подгурська В., Осташ О. Розроблення та дослідження властивостей матеріалів для інтерконектів водневих паливних комірок	14
Секція 1. МЕХАНІКА РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ, ДІАГНОСТИКА І ЦІЛІСНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ	16
Аксьом П. Дослідження холодного пластичного деформування методом поперечного стиснення	16
Балицький О., Колесніков В., Гаврилюк М., Еліаш Яцек. Дослідження впливу змащувально-охолоджувальних рідин на оброблюваність високоміцних металів	17
Балицький О., Ріпей І., Гарда В. Застосування параметрів технічного діагностування для оцінювання роботоздатності паропроводів ТЕС	19
Бобир М., Коваль В. Довговічність елементів конструкцій за умов малоциклового навантаження з урахуванням пошкоджуваності	20
Гвоздецький В., Михальський Р. Відновлення валків прокатних станів нанесенням покриття з порошкових дротів з подальшим зміцненням нанесеного шару	22
Дашенко О., Хомяк Ю., Науменко Є., Можаренко О. Оптимізація форми днища змінної товщини для циліндричного резервуара	23
Демешин У., Шацький І. Гармонічні коливання маси у полі сили дробового опору	25

Джала Р., Вербенець Б., Мельник М. Методи і засоби діагностування корозії підземних трубопроводів	26
Дзюбик А., Палаш Р., Хомич І., Яринич О. Дослідження особливостей технології зварювання спеціальних високоміцних сталей	28
Калиняк Б. Забезпечення відсутності напружень, викликаних нестационарним температурним полем, у неоднорідному за товщиною безмежному циліндрі умовами теплообміну	29
Кондрат В., Грицина О. Локально градієнтна електротермомеханіка неферомагнітних полярисованих тіл за урахування локального зміщення маси та електричних квадрупольних моментів	31
Кунта О. Дослідження стійкості надземної ділянки магістрального трубопроводу з локальними ослабленнями	32
Марчук М., Пакош В., Харченко В. Вплив податливості до трансверсальних деформацій та умов закріплення торців рівномірно нагрітої пластини-смуги на її деформативність та напружений стан	34
Палаш В., Назар І., Хомич І., Петрів В. Дослідження структурних перетворень у зоні термічного впливу під час зварювання низьколегованої сталі	36
Панчук О., Шелестовський Б. Контактна взаємодія попередньо напруженої товстої плити та жорсткого штампа складної конфігурації	37
Пороховський Ю. Вплив залишкових напружень на втомне руйнування і залишковий ресурс машинобудівних конструкцій з кільцевими зварними з'єднаннями	39
Почапський Є., Клим Б., Рудак М., Толопко Я. Дослідження труб тривалої експлуатації методом магнетопружної акустичної емісії	41
Почапський Є., Коблан І. Інформативні параметри сигналу магнетопружної акустичної емісії	43
Почапський Є., Мельник Н., Великий П. Вплив полів розмагнетчування та закріплення на амплітуду сигналів магнетопружної акустичної емісії	44
Рудавський Д., Канюк Ю., Бас В. Поширення поверхневої втомної тріщини в осі вагонної залізничної колісної пари	46
Рудавська І., Марченко Г., Дацишин О. Дугоподібні тріщини в круговому диску	48
Станкевич В., Соболевська Ю. Міцність функціонально градієнтного матеріалу з тріщинами в полі усталених за часом кругних навантажень	50
Станкевич О., Клим Б., Долішній П. Вплив водню на спектральні параметри сигналів магнетоакустичної емісії	51
Сулим Г., Піскозуб Л., Піскозуб Й. Поздовжній зсув біматеріалу з тонким міжфазним нелінійно пружним включенням при циклічному зсувному навантаженні	53

Чорненко А. Вплив ортотропії на концентрацію напружень біля кутового вирізу в квазіортотропному тілі	54
Штаюра Н., Штаюра С. Визначення періоду докритичного росту коротких тріщин у пластинах	56
Шульженко М., Єфремов Ю., Депарма О., Цибулько В. Оцінка вібраційного стану турбоагрегатів з використанням мобільних засобів діагностування	58
Секція 2. ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ І ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	
Бойків М. Зміна тривалості адаптації зору водіїв залежно від їхнього функціонального стану в умовах засліплення	60
Войтків С. Компонувальні схеми тягових приводів перспективних міських електробусів	62
Войтків С. Підвищення конкурентоспроможності перспективних міських електробусів	63
Воробйов М., Прокопенко Д. Геометричний синтез насоса кочення	65
Гаврильченко О., Захаров В. Аналіз технологічного обладнання для викінчувальної обробки	67
Гащук П., Нікіпчук С. Загальний метод ідентифікації структури рядів передатних відношень у трансмісії автомобіля	68
Гутаревич Ю., Матейчик В., Шуба Є. Використання добавки водневмісного газу для поліпшення показників бензинових двигунів	70
Гончар М., Кучер О., Горковенко О. Шляхи удосконалення конструкцій траншейних екскаваторів	71
Гутиря С., Хомяк Ю., Чанчін А. Аналіз напруженого стану епіциклу за методом фрагментації навантажень	73
Дзюба Л., Меньшикова О., Хитряк О., Ліщинська Х. Моделювання динамічних процесів у пружних системах стрічковопилкового верстата	75
Дзюбик Л., Зінько Я., Дзюбик А. Дослідження технології ремонту цементної печі із заміни частини обичайки	76
Дівеєв Б., Дорош І., Черчик Г. Динамічні гасники коливань ударного типу у полі і в лабораторії	79
Дівеєв Б., Опалко В., Черчик Г. Вібронавантаженість різьбових з'єднань у конструкції сівалки	80
Драгілев В., Кичма А. Перспективи застосування мобільних підймальних пристроїв під час ремонту надземних ділянок трубопроводів	82
Залуцький Ю., Кузьо І., Житенко О. Оптимізація конструктивних параметрів підвіски автовоза-евакуатора	84
Єгорова О. Фактори, що впливають на металоємність корпусів річкових несамохідних барж	85

Качмар Р., Музичук А. Вплив несправності елементів підвіски легкового автомобіля на його експлуатаційну ефективність	86
Кіндрацька Г. Оцінювання конкурентоспроможності продукції в системі «Наука-Виробництво»	88
Кіндрацький Б., Горішний Я. Стан і перспективи застосування водню в автомобілях	91
Кіндрацький Б., Осмак О. Вплив вторинного підресорювання на вібронавантаженість об'єкта транспортування спеціалізованим автомобілем	93
Коваль А., Тесленко І. Утворення просипів у процесі роботи універсальних землерийних машин	95
Корендій В., Бушко О. Експериментальні дослідження пускового моменту горизонтально-осьового вітроколеса за різних кутів відхилення лопатей	97
Корендій В., Скрипник Р., Хомич І. Аналіз конструктивних і функціональних особливостей шести- і восьмиланкових шарнірно-важільних механізмів крокування	99
Крекнін К. Робоче обладнання бульдозера підвищеної продуктивності з трисекційним відвалом	100
Крупко В. Моделювання параметрів підвіски стріл будівельних екскаваторів та кранів	101
Крупко І. Експериментальні дослідження чотириопорного ексцентрикового крокуючого механізму	103
Ланець О., Качмар Р., Боровець В. Визначення параметрів вібраційного бункерного живильника з електромагнітним приводом	105
Літвін Р. Види та характеристика двомасових маховиків у трансмісії автомобіля	107
Майструк В., Гаврилів Р., Майструк П. Прогнозування основних характеристик циклонів засобами комп'ютерного моделювання	109
Малашенко В., Стрілець В., Брошук Ю., Стрілець О. Обґрунтування параметрів муфти запобіжної з профільною втулкою	110
Мусійко В. Моделювання робочих процесів спеціальних землерийних машин	112
Немий С., Бритковський В. Експлуатаційна ефективність системи електроживлення автомобілів	114
Немий С., Будзин П. Аналіз коливань силового агрегату автобуса	115
Нішта Б., Ольштинський П. Оцінювання осьової сили відцентрової машини на основі чисельного моделювання	117
Новіцький Ю., Новіцький Я. Дослідження автоколивань металорізального верстата при обробленні заготовки збірним інструментом	118

Огірко І., Бритковський В., Огірко О. Інформаційна технологія віброметрії машин	120
Оліскевич М. Оптимізація циклічного розкладу роботи парку транспортних засобів в умовах змінного попиту на вантажні перевезення	122
Пелещин О. Види та експлуатаційні властивості систем розподілу потужності у повнопривідних легкових автомобілях	124
Пельо Р. Взаємообумовленість критеріїв оцінювання якості перехідних процесів у роботизованих коробках перемикачів передач	126
Пороховський Ю., Пукало М. Вплив конструктивних параметрів приводу варіатора на його показники роботи	127
Придальний Б., Кузнецов Ю. Моделювання і генетико-морфологічний синтез затискних механізмів верстатів з електромеханічним приводом	129
Проценко В., Клементьєва О. Теоретичне оцінювання впливу неспіввісності на роботу канатних муфт	131
Романчук І. Дослідження динамічних характеристик пружної муфти з врахуванням характеристик електродвигуна	132
Рягін С. Теоретичне обґрунтування системи норм якості проектування мостових кранів	134
Сидоренко І., Чжан Іхен. Застосування методик модифікації кінематичного графу при синтезі редуційного клапана з механічною системою керування	136
Сологуб Б., Данило Я., Предко Р., Коцюмбас О. Аналіз, оптимізація і синтез підвісних канатних установок	138
Сороківський О., Юськів В. Геометричні та силові параметри нової кулькової муфти вільного ходу транспортних засобів	139
Стоцько З., Шеремета Р., Коценко О. Аналіз впливовості чинників, що призводять до втрати працездатності запобіжних клапанів	141
Стрілець О. Про визначення коефіцієнта корисної дії зубчастих диференціальних передач із замкнутою гідросистемою для керування змінами швидкості	142
Стрілець В., Козьор М., Бондарук А., Сенніков О. Пружний вал карданної передачі	144
Стругинський В., Гуржій А., Колот О. Моделювання кінематичних характеристик мобільного верстата-робота, який включає просторові шарнірні стрижневі системи	146
Стругинський С. Раціональне проектування систем приводів для маніпулювання об'єктами машинобудування в екстремальних умовах	147
Topczewska Katarzyna. Frictional heating of a brake disc with specific power of friction variable in time	149

Харжевський В. Межі існування важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, що синтезовані на основі точок розпрямлення 5-го порядку	150
Харченко В., Клименко Д., Тонконоженко А. Верифікація міцності конструкцій балонів високого тиску з полімерних композиційних матеріалів	152
Хмара Л., Кулик І. Інноваційні методи створення землерийно-маніпуляторного робочого обладнання мінімальної матеріаломісткості за умов міцності	153
Хмара Л., Мусійко В. Інтенсифікація робочих процесів спеціальних землерийних машин безперервної дії	155
Хмара Л., Холодов А. Визначення коефіцієнта корисної дії будівельних і дорожніх машин з інноваційними технічними рішеннями	156
Ярошевич М., Тимошук В., Забродець І., Ярошевич Т. Динаміка пуску вібротурбонасоса з дебалансним збудником коливань з урахуванням пружності приводу	158

5-а Міжнародна науково-технічна конференція

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

Матеріали конференції

Підписано до друку 18.10.16 р.
Формат 60×84/16. Папір офсетний.
Гарнітура «Таймс». Друк різнографією.
Умов. друк. арк. 9,76.
Зам. .



ТзОВ «КІНПАТРИ ЛТД»

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, 21.

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єктів видавничої справи ДК №884 від 04.04.2002 р.