

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



12-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗИУМ УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ У ЛЬВОВІ

Тези доповідей

12-th International Symposium of Ukrainian Mechanical Engineers in Lviv

Abstracts

Львів

28 — 29 травня 2015 р.

Т 665
УДК 531+621+669+681

Дванадцятий міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: Тези доповідей. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД. — 2015. — 216 с.

Опубліковані тези доповідей, виголошені авторами на Дванадцятomu міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків у Львові. До збірника увійшли праці, які стосуються проблем статичної та динамічної поведінки пружних і пружно-пластичних систем, міцності та надійності машин і приладів, математичних основ теорії тріщин, машинознавства, синтезу й оптимізації машинобудівних конструкцій, моделювання фізико-механічних процесів у неоднорідних тілах, технології та автоматизації виробництва, функціональних і конструкційних матеріалів, поверхневого оброблення та захисту деталей машин і конструкцій, трибології, зварювального виробництва і діагностики металевих конструкцій, автомобілебудування, експлуатації і сервісу автомобілів, піднімально-транспортних машин, вібротехніки та вібраційних технологій.

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

ISBN 978-966-7585-15-0

Редакційна колегія:

О. Андрейків, І. Грицай, І. Дмитрах, Б. Кіндрацький (голова), І. Кузьо,
Р. Кушнір, В. Палаш, В. Панасюк, В. Похмурський,
З. Стоцько, Г. Сулим, Є. Харченко

© Національний університет «Львівська політехніка»,
автори, 2015 р.
© Оформлення ТзОВ «КІНПАТРІ ЛТД», 2015 р.

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ

УДК 620.179.17:539.3/4

ХАРАКТЕРИСТИКА МЕХАНІЗМІВ РУЙНУВАННЯ СТАЛІ 45 ЗА ВЕЙВЛЕТ-ПЕРЕТВОРЕННЯМ СИГНАЛІВ АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ

FRACTURE MECHANISMS CHARACTERIZATION OF 45 SREEL USING THE WAVELET TRANSFORM OF ACOUSTIC EMISSION SIGNALS

Зіновій Назарчук, Валентин Скальський, Олена Станкевич

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

A new criterion for estimation of fracture types of structural materials by energy of local maximums of the acoustic emission (AE) signals continuous wavelet transform (CWT) have introduced. AE analysis has been performed on different structural materials in an order to correlate the acoustic energy with well defined fracture mechanisms (a plastic deformation and a crack growth). The results proved that under the load in structural materials the different types of fracture (ductile, ductile-brittle, brittle) are alternating in the each single act of the macro crack jump.

Акустична емісія (АЕ), що супроводжує процеси динамічної локальної перебудови структури матеріалу під час деформації та руйнування матеріалів, містить значний обсяг важливої інформації про фізичні процеси, а також про механізми, енергію руйнування, швидкість деформації тощо [1]. Руйнування матеріалів розвивається зі зміною стадій, кожна з яких характеризується певними механізмами та їхнім відповідним внеском у цей загальний процес. Важливу інформацію про особливості динаміки процесів дефектоутворення у матеріалі можна отримати, застосовуючи метод вейвлет-перетворення (ВП) сигналів АЕ.

Метою досліджень є проведення аналізу особливостей руйнування деяких конструкційних матеріалів за допомогою аналізу ВП сигналів АЕ з метою ідентифікування типів і механізмів їх руйнування.

У дослідженнях використано циліндричні зразки зі сталі 45 у стані поставки та гартованої, які розтягували квазістатичним навантаженням. Відбір АЕ-інформації здійснювали акустико-емісійною вимірювальною системою SKOP-8. У режимі постобробки будували діаграми розтягу та розподіл амплітуд сигналів АЕ, а в середовищі відкритого програмного пакету AGU Vallen Wavelet [2] – їхнє неперервне ВП.

Аналізували ВП сигналів АЕ за енергією локальних максимумів та порівнювали отримані значення з величиною раніше отриманого критеріального параметра k [1]. За результатами аналізу встановили новий енергетичний критерій ідентифікування типів руйнування, який дає можливість розділяти сигнали АЕ на три типи: що супроводжують пластичну деформацію, утворення і розвиток мікротріщин та поширення макротріщини.

Таким чином, неперервне вейвлет-перетворення сигналів АЕ дає змогу провести аналіз їхніх локальних енергетичних особливостей, за рівнем яких можна ідентифікувати типи руйнування в конструкційному матеріалі.

1. Скальський В.Р., Божидарнік В.В., Станкевич О.М. Акустико-емісійне діагностування макроруйнування конструкційних матеріалів. – К.: Наукова думка, 2014. – 264 с. 2. Vallen Systeme: The Acoustic Emission Company. – <http://www.vallen.de/software/index.html>.

УДК 539.4

МЕТОД ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ

RESOURCE PREDICTION METHOD OF CONSTRUCTIVE ELEMENTS

Микола Бобир, Віктор Коваль

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
проспект Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна*

The generalized calculation method of the constructive elements load-carrying capacity at operational loading conditions with taking into account kinetics of damage accumulation was considered

Проведено аналіз сучасних методів розрахунку ресурсу елементів конструкцій як на стадії проектування, так і залишкового на стадії експлуатації. Показано перспективність використання ймовірнісних методів прогнозування для оцінювання параметрів надійності. При цьому використана і підтверджена концепція кореляції законів розподілу основних статичних фізико-механічних характеристик конструкційного матеріалу та характеристик довговічності. Розглянуто двостадійний процес руйнування. Обґрунтовано, що, використовуючи сучасні методи діагностики силових елементів конструкцій на стадії їх запуску в експлуатацію, стадія розсіяного накопичення руйнувань (пошкоджень) у них складає до 80% загального ресурсу.

На базі основних положень континуальної механіки пошкоджуваності, термодинаміки незворотніх процесів, теорії ймовірності та математичної статистики запропоновано критерій руйнування на стадії зародження макротріщини. В якості параметра пошкоджуваності вибрана питома енергія додаткових напружень. Граничне значення питомої енергії, що відповідає руйнуванню, запропоновано визначати за допомогою простого статичного експерименту з використанням підходу ефективних напружень. Показано, що принцип лінійного додавання пошкоджень для умов складного програмного навантаження задовільно відповідає експериментальним результатам тільки у вузькому діапазоні зміни інтенсивності напружень, який відповідає крихкому типу руйнувань.

Отримані експериментальні криві накопичення пошкоджень для випадку малоциклового навантаження (симетричний цикл) для умов циклічно зміцнюваного та циклічно знеміцнюваного станів конструкційних матеріалів. Показана залежність кінетики накопичення пошкоджень та граничного значення пошкоджуваності, що відповідає руйнуванню, від рівня номінальних напружень. Визначено параметр заліковування, що використовується для визначення рівня пошкоджуваності у від'ємному півциклі навантаження. Модифіковано рівняння Махутова та Біргера для оцінювання концентрації напружень (деформацій) на основі введення в них параметра пошкоджуваності. Наведено порівняння розрахунків максимальних величин напружень та деформацій у зоні концентрації за допомогою класичного та модифікованого підходів. На основі розробленого методу проведені розрахунки довговічності декількох конструктивних елементів у вигляді отворів у пластинках, галтелей та виточок у валах. Отримана задовільна відповідність розрахункових та експериментальних результатів у діапазоні малоциклової втоми.

УДК 620.22

РОЗВИТОК ІНЖЕНЕРІЇ ПОВЕРХНІ МАТЕРІАЛІВ З ВИКОРИСТАННЯМ ДЛЯ ПОЯСНЕННЯ СУЧАСНИХ МЕТОДІВ ЕЛЕКТРОННОЇ МІКРОСКОПІЇ

DEVELOPMENT OF SURFACE ENGINEERING OF MATERIALS WITH THE EXPLANATION USING MODERN METHODS OF ELECTRON MICROSCOPY

Leszek A. Dobrzański

*Silesian University of Technology,
Gliwice, Poland, e-mail: leszek.adam@gmail.com*

У доповіді наведені результати досліджень у галузі інженерії поверхні матеріалів з використанням для пояснення сучасних методів електронної мікроскопії.

In the lecture the examples of the progress in surface engineering from macro to nanoscale, which have overcome in recent years are presented. The most important from this point of view, is the issue of scale. The lecture recalls and confronts the thoughts of four Nobel Prize winners: three physicists Prof. Albert Einstein, Prof. Richard Feynman and Prof. Ernst Ruska and one chemist Prof. Richard Smalley. The lecture refers to the imagination, referring to the words of Prof. Albert Einstein, who notes also that the most important thing is not to stop questioning. So the question if there is a synergy between the achievements of Prof. Richard Feynman, who first described the essence of nanotechnology and Prof. Ernst Ruska, who invented the electron microscope is given. In the lecture the problems depending on the length scale, starting from scale of millimetre, by micrometer to nanometer are defined. All results presented in the lecture, as examples to illustrate the thesis, come from own Author's and his cooperators' research. The structural phenomena relating to the casted and infiltrated layers, galvanic layers, nitrided layers, boronized layers, laser surface treatment of steels, laser surface treatment of Mg alloys, laser surface microtreatment of multicrystalline photovoltaic silicon, PVD & CVD multilayers coatings, PVD & CVD gradient coatings preparation of nanocomposites: biodegradable layered nanofibers – silver, preparation of nanocomposites: carbon nanotubes – precious metals are discussed. Nanotubes may be uncoated or decorated with precious metals nanoparticles, which are useful for the detection of small concentrations of various gases. In each presented case the microscopy methods including light LM and confocal laser microscopes CLM, scanning electron microscope SEM and high-resolution transmission electron microscopy HRTEM firstly are used for the explanation of complicated structural changes and transformations obtained as result of processing and/or surface treatment of the analysed materials and responsible for functionality of produced surface layers. Research in high-resolution transmission electron microscope allows to determine the distribution of individual atoms in matrices or in precipitated phases adequately and also the identification of the phases morphology. Summarizing the results of the own foresight research project FORSURF, indicating that collective matrix of the strategies for technologies cases considered in this lecture have the highest environmental impact and value of technology are presented. It is illustrated as said Prof. Richard Smalley that it is possible to build things that work on the smallest possible length scales, atom by atom, with the ultimate level of finesse. The general conclusion that the possibilities of setting up things atom by atom, which were predicted by Prof. Richard P. Feynman about 55 years ago is formulated, now they become a normal technological practice including surface engineering, while electron microscopy made available as a research tool by Prof. Ernst Ruska more than 30 years earlier and extremely modernized, now allows to explain the fundamentals of those technologies. It is thus demonstrated that there is a clear synergy between the points of view of Professors Richard Feynman - historically first in nanotechnology and Ernst Ruska – an inventor of the electron microscope. The thesis of the lecture is thus substantiated. The lecture is finished with the thought of Prof. Albert Einstein that life is like riding a bicycle, so to keep the balance it is necessary to keep moving. Concluding, it is our obligation to be active for journey in this super modern field of science and technology which are nanosciences, using modern microscopy for the explanation of physical fundamentals of materials phenomena.

The works have been implemented within the framework of the project entitled “Determining the importance of the effect of the one-dimensional nanostructural materials on the structure and properties of newly developed functional nanocomposite and nanoporous materials”, funded by the Polish National Science Centre in the framework of the “OPUS” competitions, headed by Prof. Leszek A. Dobrzański. The project was financed by the Polish National Science Centre granted on the basis of the decision number DEC-2012/07/B/ST8/04070.

УДК 620.191.33

РОЗРАХУНКОВІ МЕТОДИ МЕХАНІКИ РУЙНУВАННЯ ДЛЯ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ ДЕФЕКТНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ У РОБОЧИХ СЕРЕДОВИЩАХ

CALCULATION METHODS OF FRACTURE MECHANICS FOR TECHNICAL DIAGNOSTICS OF DEFECTED STRUCTURAL ELEMENTS IN OPERATING ENVIRONMENTS

Орест Білий, Ігор Дмитрах

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

Methods for strength and fracture risk assessment of defected structural elements are proposed based on index “resistance of structural element to crack growth”, which is a characteristic of the stress intensity factor rate change at the crack tip during its propagation in structural element. The examples of workability and durability assessment of the typical structural elements with defects of different shape and location under conditions of quasistatic and cyclic loadings in operating environments are presented.

Актуальною проблемою забезпечення надійної та безаварійної роботи різноманітного промислового обладнання є швидке реагування на виявлені дефекти, що можуть міститися в його конструктивних елементах. Такі дефекти мають різну фізичну природу, тому для проведення та аналізу діагностичних досліджень необхідно створити експертні системи з широкою базою модельних представлень конструктивних елементів з наявними у них дефектами. Таким чином, методи експрес-аналізу, які розроблені на основі даних неруйнівного контролю, підходів механіки руйнування та модельних представлень конструктивних елементів, що експлуатуються і пошкоджуються в корозивних, воденьвмісних та інших агресивних середовищах, дають можливість зробити експертну оцінку тому чи іншому дефекту, наявному в інженерній конструкції.

Зокрема, у наукових дискусіях часто можна почути запитання: яка тріщина є більш небезпечною – розміром 2 мм чи 10 мм? Звичайно, на таке питання неможливо дати однозначну відповідь, оскільки зі зміною геометричних параметрів конструктивних елементів та експлуатаційних середовищ характеристика наявного дефекту може перейти з «безпечної» на «небезпечну». Тут також слід відмітити істотний вплив способу навантаження, а також форми та місця його розташування, враховуючи при цьому природу матеріалу та умови його експлуатації. Тому під час розгляду конкретних конструктивних елементів, виготовлених із заданого матеріалу, які знаходяться у визначених експлуатаційних умовах (середовище, температура, тип навантаження тощо), критичні значення величини дефекту слід визначати за допомогою не одного критерію, а декількох.

З огляду на це, у даній роботі, застосовується низка критеріїв, що ґрунтуються на дослідженні зміни коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) K_I біля вершини тріщини довжиною a під час її росту у певному конструктивному елементі; на показнику «опірності елемента конструкції росту тріщини», який є характеристикою швидкості зміни коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) K_I та на нормативних документах, які регламентують технічну діагностику заданої конструкції. Ці критерії покладені в основу експертної системи для експрес-оцінювання роботоздатності та довговічності піддослідного конструктивного елемента (пластини, плити, пустотілого циліндра, сфери, елемента конструкції, що містить отвори, тощо), в якому наявна тріщина.

УДК 539.3

ЗВ'ЯЗОК МІЖ ПОШКОДЖУВАНІСТЮ ПОВЕРХНІ КОЧЕННЯ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС ТА ЦИКЛІЧНОЮ ТРІЩИНОСТІЙКІСТЮ СТАЛЕЙ

RELATIONSHIP BETWEEN TREAD SURFACE DAMAGE OF RAILWAY WHEELS AND STEELS FATIGUE CRACK GROWTH RESISTANCE

Орест Осташ, Володимир Кулик, Тарас Ленковський

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

It is established that the intensity of tread surface damage of model wheels correlates with fatigue crack growth resistance (first all cyclic fracture toughness) of steels determined under Mode I (ΔK_{Ic}) and Mode II (ΔK_{IIc}) fracture. Thus the proposed model scheme of pitting and spalling formation in railway wheels is confirmed.

Ресурс залізничних коліс визначається стоншенням товщини обода внаслідок експлуатаційного зношування і репрофілювання обточуванням для усунення пошкоджень на поверхні кочення (повзунів і вищербин). Зношування високоміцних коліс невелике (1...3 мм на 100 тис. км пробігу) і регулюється співвідношенням твердості колеса до твердості рейки, яке повинно становити 0,9. Стоншення обода від репрофілювання більше, ніж у три рази. Тому до 80% високоміцних коліс репрофілювано у зв'язку з дефектністю їхньої поверхні кочення. Вищербини зумовлені тріщиноутворенням внаслідок контактної втоми металу, що потрібно враховувати при виборі колісних сталей.

Запропоновано схеми утворення вищербин, коли кінетику цього процесу визначає тривалість різних стадій пітингоутворення та відшарування внаслідок зародження і росту втомних тріщин. Втомна тріщина може зароджуватися як з поверхні кочення, так і в підповерхневих шарах. Її ріст відбувається по чергово за різної комбінації процесів нормального відриву (що контролює розмах ΔK_I) та поперечного зсуву (ΔK_{II}).

На підставі вищенаведеного впливає, що пошкодженість поверхні кочення залізничних коліс залежить від характеристик циклічної тріщиностійкості, визначених за нормального відриву та поперечного зсуву.

Для підтвердження цієї гіпотези проведено дослідження пошкодженості поверхні кочення модельних коліс зі сталі 65Г за різного структурно-фазового стану після гартування та відпуску при 400, 500 та 600 °С.

Встановлено, що площа дефектів коліс після гартування і відпуску 400, 500 та 600 °С становить відповідно 12, 5,5 та 2% від загальної площі поверхні кочення. На основі залежності між площею пошкоджень і характеристиками циклічної тріщиностійкості (порогом втоми ΔK_{Ith} і ΔK_{IIth} та циклічною в'язкістю руйнування ΔK_{Ifc} і ΔK_{IIIfc}), визначеними за нормального відриву та поперечного зсуву (з урахуванням тертя між берегами тріщини), стверджується, що ця пошкодженість залежить від циклічної в'язкості руйнування сталі. Зокрема, вона найбільша в колесах зі сталі після гартування і відпуску при 400 °С, яка володіє найнижчою циклічною в'язкістю руйнування $\Delta K_{Ifc}=52 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ та $\Delta K_{IIIfc}=33 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$. Найменш пошкодженим виявилось колесо з сталі після гартування і відпуску при 600 °С, коли $\Delta K_{Ifc}=100 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ та $\Delta K_{IIIfc}=73 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$. При цьому, така залежність відсутня, коли за визначальний параметр тріщиностійкості брати поріг втоми ΔK_{Ith} і ΔK_{IIth} .

УДК 539.3

МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОМПОЗИЦІЙНОЇ ПЛАСТИНИ В ОКОЛІ ВУЗЛА З'ЄДНАННЯ МЕТОДОМ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

STRESS STRAIN STATE MODELLING OF THE COMPOSITE PLATE AROUND JOINT UNIT BY THE FINITE ELEMENT METHOD

Михайло Марчук^{1,2}, Володимир Харченко³, Микола Хом'як¹

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

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

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

Tension of laminated composite plate with joint unit is studied. Contact and boundary problem within the framework of 3D-submodelling technique by the finite element method is solved. Fields of stresses and strains are analyzed. Its characteristics to evaluate the strength of the whole construction are specified.

Використання армованих полімерних композиційних матеріалів (ПКМ) є домінуючою тенденцією сучасного високотехнологічного машинобудування, зокрема ракетно-космічного. На 28 — 29 травня 2015 р., м. Львів

сучасному етапі поведінку елементів конструкцій з ПКМ у широкому діапазоні експлуатаційних умов досліджують з використанням комп'ютерного моделювання та чисельних методів, зокрема методу скінченних елементів (МСЕ). Актуальним є завдання щодо уточнених оцінок для деформаційних та міцнісних властивостей таких композитів на основі уточнених варіантів теорії шаруватих пластин і оболонок. У запропонованій доповіді розглядаються локальні ефекти концентрації напружень та зони можливого руйнування, що виникають в околі вузла з'єднання і можуть істотно вплинути на міцність усїєї конструкції. Метою є виявлення впливу штифтово-шпилькового з'єднання на особливості тривимірного напружено-деформованого стану (НДС) у шаруватій пластині з ПКМ.

Розглянуто конструктивний елемент у вигляді тонкої пластини 1, що кріпиться за допомогою регулярно розміщеної системи штифтово-шпилькових з'єднань 2 (ШШЗ) (рис. 1).

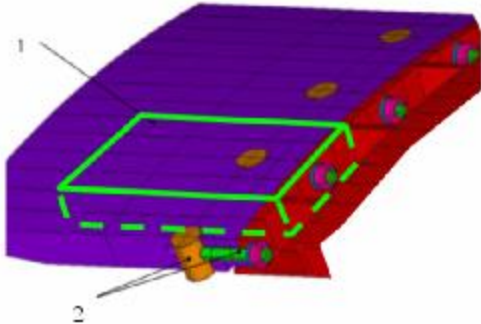


Рис. 1. Конструктивний елемент

Згідно з методикою субмоделювання, виділено типовий субелемент, який містить окреме з'єднання, у вигляді прямокутної пластини з наскрізним отвором для штифта та поздовжнім отвором для шпильки. Навколо ШШЗ очікуються зони концентрації напружень. Ці зони частково перекриваються, що зумовлює тривимірний характер НДС та унеможливує коректне застосування теорії пластин. Отримання достовірних результатів залежить від адекватних крайових та контактних умов. У разі субмоделювання, коли окреме з'єднання розглядається як частина більш загальної постановки для усїєї конструкції, на краях пластини з ШШЗ відомі компоненти вектора переміщень. З іншого боку,

практично важливі результати можна отримати, враховуючи симетрію властивостей, геометрії та специфіку навантаження.

Досліджено тривимірний НДС пластини в умовах розтягу, з врахуванням контакту з ШШЗ. Зауважимо, що зона контакту і контактні тиски знаходяться в процесі розв'язування, що робить задачу нелінійною навіть у випадку малих деформацій та переміщень. Наявність контактної пари «штифт – пластина з ПКМ» спричиняє істотний перерозподіл параметрів НДС порівняно з класичною задачею про розтяг пластини з отвором чи жорстким включенням.

УДК 539.3

КОНТАКТ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИХ ГЛАДКИХ ТА ШОРСТКИХ ТІЛ: МОДЕЛІ, МЕТОДИ, ЕФЕКТИ

CONTACT OF COMPLEX SHAPED SMOOTH AND ROUGH BODIES: MODELS, METHODS, EFFECTS

Микола Ткачук-мол., Наталія Скріпченко, Микола Ткачук

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

Research is conducted about influence of the shape of initial gap distribution between contacting bodies on the form of contact area and contact pressure between them. The influence of properties of elastic layer that simulates the detail's surface roughness for the same characteristics is determined.

Для моделювання контактної взаємодії гладких та шорстких складнопрофільних тіл застосовано метод граничних елементів. При цьому традиційні співвідношення для випадку контакту гладких тіл доповнено співвідношеннями, які описують локальну жорсткість, що породжується шорсткістю контактуючих поверхонь.

Із застосуванням локальної кусково-лінійної апроксимації контактного тиску проведено формування розв'язувальних співвідношень для його вузлових значень. Важливо, що ці співвідношення у частині задоволення умовам всередині площадки контакту можна застосувати і для розв'язання оберненої задачі. Мається на увазі синтез геометричної форми поверхні складно-профільних тіл, яка забезпечує заданий розподіл контактної тиску.

Досліджено вплив форми розподілу початкового зазору між тілами на форму контактної зони та на контактний тиск між ними. Також визначено вплив властивостей пружного шару, що моделює шорсткість поверхні деталей, на ці ж характеристики. Встановлено, зокрема, що присутність пружного шару згладжує характер розподілу контактної тиску та розширює зону контакту. Побудовано графіки залежності максимального контактної тиску від варіюваних параметрів, які описують форму розподілу початкового зазору між тілами та жорсткість проміжного пружного шару.

Для отримання залежностей, що мають узагальнений характер, застосовані збезрозмірені параметри. Один з них, наприклад, описує ступінь плавності розподілу початкового зазору між контактуючими тілами (тобто без навантаження). При цьому розглядаються функції розподілу початкового зазору у вигляді ступеневих функцій від радіус-вектора точки спільної дотичної площини (система координат має точку відліку, що співпадає з точкою початкового дотику без навантаження). Інший безрозмірний параметр задає відносну податливість проміжного шару, який моделює властивості шорсткості, порівняно з податливістю гладких тіл. У площині цих безрозмірних параметрів побудована залежність відношення максимального контактної тиску, що досягається при тому чи іншому наборі цих параметрів, до максимального контактної тиску для випадку контакту двох гладких тіл у вигляді параболоїдів обертаня (задача Герца).

УДК 624.012; 539.375+539.4: 536.543

РОЗВИТОК ТРІЩИН ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ПОВЗУЧОСТІ В ТРУБКАХ ПАРОГЕНЕРАТОРА ПГВ-1000 ЗА НЕЙТРОННОГО ОПРОМІНЕННЯ

HIGH TEMPERATURE CREEP CRACK GROWTH UNDER NEUTRON IRRADIATION IN PGV-1000 STEAM GENERATOR

Олександр Андрейків¹, Володимир Кухар¹, Ірина Долінська²

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, 79601, Україна

There is an increasing need to assess the service life of components containing defect which operate at high temperature under neutron irradiation. This paper describes fracture mechanics concept that is employed to predict cracking of PGV-1000M steam generator pipe at high temperatures under static load and neutron irradiation.

Практично вся атомна енергетика України побудована на реакторах ВВЕР-1000. В енергоблоках з такими реакторами використовуються парогенератори ПГВ-1000 та їхня більш пізня модифікація ПГВ-1000М. Такі реактори працюють за двоконтурною схемою. Радіоактивна вода першого контуру при температурі близько 320°C по головних трубопроводах подається в гарячий колектор парогенератора. Звідти, проходячи через ~11500 трубок діаметром 16×1,4 мм, вода, віддаючи тепло другому контуру, охолоджується до температури ~288°C та через головний циркуляційний насос повертається назад до реактора. Насичена пара під тиском 6,4 МПа, що утворилася в другому контурі, подається в збірний паропровід парогенератора та направляється до турбоустановки, що приводить у дію електрогенератор. Для запобігання закипанню води в першому контурі в ньому підтримується постійно високий тиск ~15,7МПа.

У процесі експлуатації під впливом високого тиску, механічних вібрацій та гідродинамічних аномалій у поєднанні з СІЛС- та дебрис-корозією трубний пучок зношується як зі сторони другого контуру, так і з середини. Утворюючись, дефекти типу тріщин, при таких умовах експлуатації, можуть поширюватися та призвести до порушення герметичності першого контуру. Внаслідок перепаду тиску між контурами відбуватиметься поступова втрата теплоносія, та зростання радіоактивності в другому контурі (за міжнародною класифікацією аварія типу LOCA – «loss-of-coolant accident»).

У колекторі передбачена можливість зняття верхньої кришки для обслуговування, ремонту та заглушки дефектних труб. Паралельно проводиться дефектоскопія, для оцінки стану пошкодженості та виявлення небезпечних дефектів. Проте, внаслідок наявності багатьох експлуатаційних факторів, прогнозування росту таких тріщин є складною, та малодослідженою задачею. Вона ускладнюється також тим фактом, що нейтрони, захоплені теплоносієм в активній зоні, переносяться до парогенератора і пошкоджують структуру металу трубок.

У даній роботі, на основі енергетичного підходу в механіці руйнування, робиться спроба спрогнозувати поширення тріщини в конструкційних елементах, що знаходяться під впливом високої температури, статичного навантаження та нейтронного опромінення. Представляючи швидкість повзучості лінійно залежною від дози опромінення, отримано нове рівняння поширення тріщини високотемпературної повзучості в металах з урахуванням інтенсифікаційного впливу опромінення. На його основі побудована математична модель визначення довговічності трубки з поверхневою тріщиною, застосування якої продемонстроване на прикладі трубок парогенератора ПГВ-1000.

WWW

СЕКЦІЯ 1

ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ МАШИН І СПОРУД

УДК 620.1

КОНСТРУКЦІЙНА МІЦНІСТЬ ВИТЯЖНОЇ ТРУБИ З КОМПОЗИЦІЙНОГО МАТЕРІАЛУ ВІД ДІЇ ВІТРОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ

WIND LOADED COMPOSITE FLUE STRUCTURAL INTEGRITY

Сергій Верещака, Віктор Данільцев, Дмитро Жигилій

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

The paper is devoted to static and dynamic structural integrity of the glass/epoxy composite flue. Solution deformation models are considered quasihomogeneous material, composed of several layers. Wind load on the flue is modeled based on state standards in building construction. The estimated model is transversely isotropic cylinder stepped stretch marks as steel ropes. The conclusion of the structural integrity links with the static and dynamic loads is made. The effects of reinforcing elements on strength, stiffness and the fundamental frequencies of the design are investigated.

Останнім часом стає дедалі актуальніше питання використання альтернативних новітніх матеріалів під час будівництва конструкцій підвищеної небезпеки. Композиційні матеріали мають високу стійкість проти хімічних впливів, а також невисоку питому вагу. В роботі пропонуються розрахунки статичної та динамічної міцності для витяжної труби, виконаної зі склопластику.

Вважається, що склопластик є трансверсально ізотропним матеріалом з коефіцієнтом анізотропії 1,5. У композиційному матеріалі з регулярною структурою, як правило, присутні повторювані елементи у вигляді односпрямованих шарів. Нехтуючи неоднорідністю структури на мікрорівні кожного шару, можна знайти ефективні характеристики окремих шарів на макрорівні. При цьому деформаційна модель матеріалу має квазіоднорідну структуру, складену з різних шарів. Пружні сталі склопластику визначалися за методикою теорії шаруватих композиційних матеріалів. При цьому кількість шарів дорівнювала 16 з кодом армування $[(0^\circ / 90^\circ)_4]_s$.

Вітрові навантаження на витяжну трубу моделюються на підставі державних стандартів «Нагрузки и воздействия. Нормы проектирования» ДБН В.1.2-2:2006 та СНиП 2.01.07-85, а також їхніх сучасних адаптацій. Нормативна документація дає визначення вітровому навантаженню, як змінному навантаженню, для якого встановлені два розрахункових значення – граничне та експлуатаційне. Враховані впливи аеродинаміки обтікання споруди повітрям, зміни тиску, який пов'язаний з висотою споруди (вибрана споруда середньої висоти) та географічною висотою над рівнем моря, а також вплив рельєфу місцевості.

Розрахункова модель є трансверсально ізотропним східчастим циліндром з розтяжками у вигляді сталевих канатів. Циліндр жорстко затиснений в основі. До бокової грані прикладено розподілене вітрове навантаження, змінне за висотою та часом.

Статична міцність і власні частоти поперечних коливань визначено в першому наближенні за допомогою методу початкових параметрів. Отримані результати уточнювались порівняльним розрахунком, проведеним за допомогою методу скінченних елементів.

Зроблено висновок щодо міцності конструкції від дії статичних та динамічних навантажень. Проаналізовано вплив підкріплювальних елементів на міцність, жорсткість та власні частоти конструкції.

УДК 62-752+62-755

**МЕТОД АНАЛІТИЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ
АВТОБАЛАНСУВАННІ РОТОРІВ ПАСИВНИМИ АВТОБАЛАНСИРАМИ**

**METHOD OF ANALYTIC RESEARCH OF TRANSITIONAL PROCESSES DURING AUTO-
BALANCING OF ROTORS BY PASSIVE AUTO-BALANCERS**

Валерій Гончаров, Геннадій Філімоніхін

*Кіровоградський національний технічний університет,
пр. Університетський, 8, м. Кіровоград, 25006, Україна*

It was suggested the analytic method for studying transient processes occurring in the rotor systems during auto-balancing. It is based on the use of generalized coordinates of rotor and parameters of imbalance and allows investigating the stability of the main movements (in which the system is balanced).

Багато роторів, чий дисбаланс змінюється в процесі експлуатації, зрівноважуються на ходу пасивними автобалансирами (АБ). Динаміка таких роторних систем описується системою нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, які є громіздкими, нелінійними, неавтономними і при великій кількості корегувальних вантажів (КВ) в АБ допускають існування багатопараметричних сімей основних рухів (на яких АБ зрівноважує ротор). Тому на сьогодні в основному розглянуто АБ з двома КВ (основні рухи при цьому ізольовані), визначені тільки умови настання автобалансування (умови їхньої стійкості), а перехідні процеси не досліджені.

Нами запропонований метод аналітичного дослідження перехідних процесів у роторних системах, в яких ротор зрівноважується АБ з багатьма КВ. Він включає наступні етапи.

1. Вже на етапі складання диференціальних рівнянь руху роторної системи враховуються малість відхилень поздовжньої осі ротора від осі обертання і співвідношення малості між параметрами роторної системи. При цьому отримані диференціальні рівняння руху містять тільки ті доданки, які вже в 0-му або 1-му наближенні за малим(и) параметром (параметрами) дають відповідь про стійкість чи нестійкість за Ляпуновим основних рухів.

2. Виділяються динамічні змінні, які характеризують процес автобалансування: узагальнені координати, які задають відхилення поздовжньої осі ротора від осі обертання; характеристики сумарного дисбалансу роторної системи. Швидкість настання автобалансування характеризується швидкістю прямування динамічних змінних до нуля.

3. Складається замкнута система диференціальних рівнянь відносно виділених динамічних змінних. Для цього до системи диференціальних рівнянь, які описують зміну узагальнених координат ротора, додаються диференціальні рівняння, які описують зміну сумарного дисбалансу. Замкнута система диференціальних рівнянь лінійна відносно виділених динамічних змінних і має періодичні коефіцієнти.

З використанням методу для різних роторних систем (у яких ротор здійснює плоский рух, має нерухому точку чи здійснює просторовий рух і статично зрівноважується одним АБ, або ротор здійснює просторовий рух і динамічно зрівноважується двома АБ) було знайдено умови настання автобалансування і встановлено, що перехідні процеси діляться на: швидкі, при яких припиняються швидкі рухи КВ відносно ротора і встановлюється рух ротора, який відповідає поточному сумарному дисбалансу ротора і КВ; повільні, при яких КВ приходять в автобалансувальне положення, повільно рухаючись відносно ротора.

ЗАЛЕЖНОСТІ ДЛЯ ОЦІНЮВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ПРИ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОМУ ДЕФОРМУВАННІ

DEPENDENCIES FOR THE EVALUATION OF DURABILITY UNDER ELASTO-PLASTIC DEFORMATION

Анатолій Грабовський, Олександр Бондарець

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
проспект Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна*

The paper proposes a deterministic method for assessing the durability of structures for the residual linear and angular deformities caused by the accumulation kinetics of scattered damage in structural materials

Основним завданням сучасного машинобудування є обґрунтування ресурсу роботи інженерних об'єктів на стадії їх проектування, оцінка виробленого і прогноз залишкового ресурсу в процесі експлуатації об'єктів, продовження терміну служби після відпрацювання об'єктами нормативного терміну. Особливо актуальні ці задачі для об'єктів, термін служби яких складає декілька десятків років – енергетичні установки, нафтохімічне обладнання, трубопроводи і т.д.

У роботі розглядається оцінка пошкоджуваності конструкційних матеріалів при експлуатаційних навантаженнях за додатковими змінами лінійних та кутових деформацій, які викликані деградацією фізико-механічних властивостей матеріалів за рахунок кінетики накопичення розсіяних пошкоджень.

Пошкоджуваність про осьовому навантаженні – D_s та при зсуві (крученні) – D_t виражається відношеннями:

$$D_s = 1 - \sqrt{1 - j_s \left(\frac{e_i}{e_R} \right)^a}; \quad D_t = 1 - \sqrt{1 - j_t \left(\frac{g_i}{g_R} \right)^b} \quad (1)$$

де $j_s = \frac{E_0 - E_R}{E_0}$; $j_t = \frac{G_0 - G_R}{G_0}$ – коефіцієнти, які характеризують глибину зміни модулів пружності при осьовому навантаженні та зсуві (кручення), $E_0; G_0; E_R; G_R$ – початкові та кінцеві модулі пружності матеріалів при руйнуванні, a, b – параметри, які характеризують пластичні властивості матеріалів, e_i, g_i – поточні відносні величини осьових і кутових деформацій, та їхні величини в момент руйнування – e_R, g_R ;

З рівнянь (1) функції відносних лінійних і кутових деформацій за рахунок кінетики накопичення пошкоджень дорівнюють:

$$f(e_i) = e_R \sqrt{1 - (1 - D_s)^2 / j_s}; \quad f(g_i) = g_R \sqrt{1 - (1 - D_t)^2 / j_t}; \quad (2)$$

ті ж функції в момент руйнування дорівнюють:

$$f(e_R) = e_R \sqrt{1 - (1 - D_{sR})^2 / j_s}; \quad f(g_R) = g_R \sqrt{1 - (1 - D_{tR})^2 / j_t}; \quad (3)$$

де D_{sR} та D_{tR} – граничні величини пошкоджень в матеріалі при осьовому навантаженні та зсуві (крученні) в момент руйнування.

Функції поточних додаткових відносних і кутових деформацій представимо дробовими показниковими функціями відношення поточного часу експлуатації об'єктів t_i до часу їх руйнування t_R :

$$f(e_i) = \left(\frac{t_i}{t_R} \right)^{n_s} = f(t_s) ; \quad f(t_i) = \left(\frac{t_i}{t_R} \right)^{n_t} = f(t_t) \quad (4)$$

де n_s, n_t – коефіцієнти показникової функції, які визначаються кінетикою накопичення пошкоджень в матеріалі і залежать від його пластичних властивостей.

З відношень (2) – (4) функції часу експлуатації об'єктів по осьових і кутових деформаціях дорівнюють:

$$f(t_s) = \sqrt[n_s]{\sqrt[a]{\frac{1-(1-D_{s_i})^2}{1-(1-D_{s_R})^2}}}; \quad f(t_t) = \sqrt[n_t]{\sqrt[a]{\frac{1-(1-D_{t_i})^2}{1-(1-D_{t_R})^2}}}; \quad (5)$$

У роботі наведені порівняння експериментальних і теоретичних результатів кінетики накопичення пошкоджень за залишковими лінійними і кутовими деформаціями та представлені результати прогнозувань ресурсу роботи об'єктів з відповідних матеріалів.

УДК 620.1

ЗГИНАЛЬНІ КОЛИВАННЯ НАТЯГНУТОГО РУХОМОГО ПОЛОТНА СТІЧКОВОЇ ПИЛКИ

TRANSVERSE VIBRATIONS OF THE STRETCHED MOVING BAND SAW BLADE

Лідія Дзюба¹, Ольга Хитряк², Ольга Меньшикова¹

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

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

Resonant transverse bending vibrations of the band saw blade are investigated taking into consideration variable in the time tension force of the blade and the external periodic perturbation. The amplitudes of resonant oscillations of blade areas for different values of its tension are determined by Bubnov-Galerkin's method and basic ideas of perturbation methods.

Полотно стрічкової пилки, яка у механізмі різання стрічкопилкового верстата виконує водночас дві функції: є дереворізальним інструментом і гнучким тяговим елементом, розмішують на пилкових шківів з певним попереднім натягом, що забезпечує виконання стрічковою пилкою обох функцій. Нерівномірність обертання пилкових шківів та напрямних роликів, а також їх ексцентриситет, зумовлюють несталість сили попереднього натягу та виникнення коливних процесів у полотні пилки як під час перехідних режимів (вмикання та вимикання верстата), так і в усталеному режимі роботи. Небезпечними коливання є у разі резонансу, коли істотно зростатиме їхня амплітуда. Значні амплітуди згинальних коливань полотна пилки в площині найменшої жорсткості впливають на величини циклічних напружень та знижують довговічність пилки. Тому доцільним є дослідження згинальних коливань рухомого полотна стрічкової пилки. При цьому слід брати до уваги зміну сили натягу.

За розрахункову схему ділянки сталевго полотна стрічкової пилки прийнято стержень на двох шарнірних опорах, вважаючи, що контакт полотна стрічкової пилки з пилковими шківів та напрямними роликами є безвідривним. Змушені згинальні коливання полотна стрічкової пилки, як рухомого стержня сталого поперечного перерізу, за умови змінного натягу, описано диференціальним рівнянням з частинними похідними у змінних Ейлера за крайових умов, які відповідають шарнірному обпиранню кінців стержня. Зміну сили натягу задано гармонійним законом

$N(t) = N_0 + e N_1 \cos \mu t$, де N_0 – сталий складник сили попереднього натягу, μ – частота зміни сили натягу, N_1 – амплітуда змінного складника сили натягу, e – малий параметр, який означає малу величину збурювальної сили порівняно з відновлювальною силою. Для побудови розв'язку диференціального рівняння та визначення амплітуд ділянок полотна стрічкової пилки використано метод Бубнова-Гальборкіна та основні ідеї методів збурень.

Приклад отриманої часової залежності для амплітуди ділянки полотна стрічкової пилки за різного значення сили попереднього натягу показано на рис. 1.

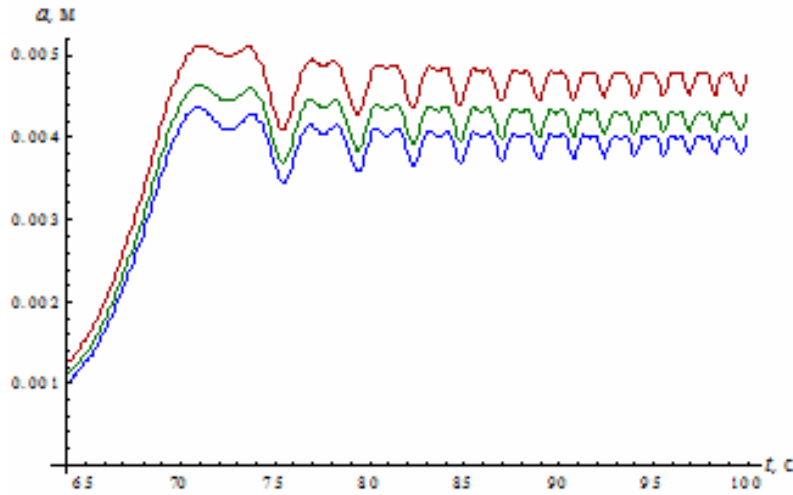


Рис. 1. Амплітуда резонансних коливань ділянки полотна стрічкової пилки завдовжки 1,3 м, завширишки 26 мм та завтовшки 1 мм при швидкості руху 30 м/с за різних значень сили попереднього натягу

УДК 621.01

ОЦІНЮВАННЯ ПОДАТЛИВОСТІ ОПОР ОБЕРТОВОГО АГРЕГАТУ ЗА РЕЗУЛЬТАТАМИ ТЕХНІЧНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ

EVALUATION COMPLIANCE TOWER ROTATING UNITS A TECHNICAL DIAGNOSTICS

Людмила Дзюбик

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

Methods of evaluating compliance support the rotating unit. Based on the results of technical diagnostics and modeling the spatial position of the axis of rotation of the unit.

Одним зі шляхів підвищення точності оцінювання податливості опор обертових агрегатів – застосування комплексного підходу. Представлений у роботі ґрунтується на використанні результатів технічного діагностування, виконання регулювальних переміщень опор корпусу та математичного моделювання просторового положення осі обертання агрегату.

Вихідними даними для оцінювання податливості опор (k_i , $i = \overline{1, N_R}$) є виміряне їх положення (w_i , $i = \overline{1, N_R}$) відносно деякої відлікової лінії та виконане при діагностуванні регулювальне переміщення опор (Dz_i , $i = \overline{1, N_R}$). Схема реалізації методики показана на рис. 1, а послідовність дій наступна.

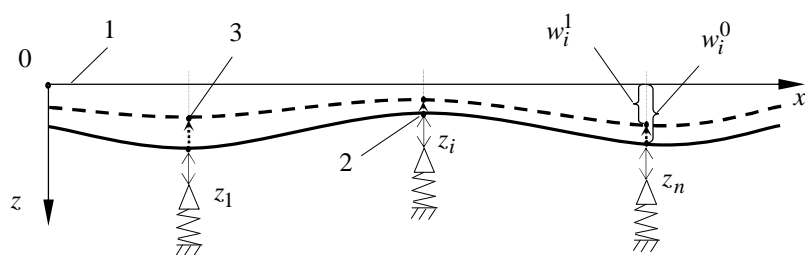


Рис. 1. Регульовальні переміщення опор агрегату: 1 – відлікова лінія; 2, 3 – положення опор до виконання та після переміщень

Спочатку вимірюються величини положення опор до виконання регульовальних переміщень (w_i^0) та після їх завершення (w_i^1 , $i = \overline{1, N_R}$). Далі для визначених положень опор ($z_i = w_i^k$, $k = \overline{0, 1}$) виконується розрахунок реакції цих опор (R_i^0, R_i^1 , $i = \overline{1, N_R}$) з використанням математичної моделі обертового агрегату. Заключним етапом є обчислення податливості опор з використанням обчислених величин та визначених за результатами технічного діагностування: $k_i = \frac{w_i^1 - w_i^0 - Dz_i}{R_i^1 - R_i^0}$. Отриманий вираз є застосовний для випадку переміщення усіх опор агрегату наперед задані величини (Dz_i). При цьому відомо, що виміряні величини положення опор (w_i^0, w_i^1 , $i = \overline{1, N_R}$) дорівнюють сумі їх регульовальних та пружних переміщень. Тому для підвищення точності вимірювань важливо значення Dz_i приймати достатньо великим, з врахуванням застосованого діагностичного устаткування.

Запропонований комплексний підхід дає змогу більш точно врахувати особливості конструкції обертового агрегату та його опорних вузлів, а також виконати необхідні регульовальні переміщення безпосередньо на стадії технічного діагностування.

УДК 539.3

РОЗРАХУНОК ШУМОПОГЛИНАЛЬНИХ ШАРУВАТИХ ПЛАСТИН РІЗНОЇ СТРУКТУРИ

CALCULATION OF THE SOUND ABSORBING STRATIFIED PLATES OF DIFFERENT STRUCTURE

Богдан Дівесєв, Соломія Коник

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

The present paper is an attempt at proposing a novel procedure to derive the sound isolation parameters for sandwich plates of different structure. The main advantage of the present method is that it does not rely on strong assumptions about the model of the plate. For acoustic calculations Timoshenko beam equivalent to sandwich is under discussion.

В [1, 2] наведені огляди різних способів розрахунку тришарових композитних пластин з наповнювачем. У [3], на основі адаптивної теорії вищого порядку, визначені динамічні характеристики шаруватих композитних пластин. Уточнені моделі використано для визначення коефіцієнтів звукових втрат багатошарових панелей [4, 5]. Для цього застосовано метод еквівалентної балки Тимошенка. Визначені параметри еквівалентних балок Тимошенка використані для визначення поглинання звуку у сандвічі. На рис. 1 наведені значення коефіцієнта звукових втрат для сандвічів з різною кількістю шарів покриття.

Досліджувалися також пластини з м'якими зовнішніми шарами, п'ятишарові пластини та пластини з фізично змінними параметрами.

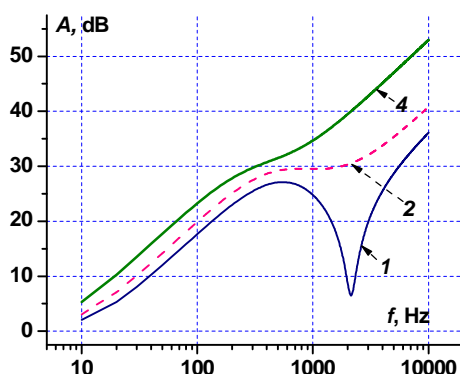


Рис. 1. Значення коефіцієнта звукових втрат для сандвічів з різною кількістю шарів покриття

1. Heng Hu, Salim Belouettar, Michel Potier-Ferry, El Mostafa Daya. Review and assessment of various theories for modeling sandwich composites // *Composite Structures*. – 2008. – Vol. 84. – P. 282–292. 2. Carrera E. Historical review of zig-zag theories for multilayered plates and shells // *Appl. Mech. Rev.* – 2003. – Vol. 56. – P. 287–308. 3. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. Combined evolutionary non-deterministic methods for layered plates mechanical properties identification. // *Proceeding of 16th International Congress on Sound and Vibration (ICSV-16)*, July 5–9, 2009, Krakow, Poland.– Paper 785. 4. Bohdan Diveyev, Orest Horbay, Roman Pelekh, Andriy Smolskyu. Acoustical and vibration performance of layered beams. *19th International Congress on Sound and Vibration 2012 Vilnius, Lithuania, Vol. 2, p. 1491-1498 (Electronic edition)*. 5. Дівеєв Б.М., Мартин В.Є. Визначення механічних характеристик матеріалу вібропоглинаючого покриття. Щорічний науково-виробничий журнал *Проектування, виробництво та експлуатація автотранспортних засобів та поїздів*. № 22. 2014.- С53-59.

УДК 621.165; 621.438; 621.224

АВТОМАТИЗОВАНІ СТАЦІОНАРНІ ТА МОБІЛЬНІ СИСТЕМИ ВІБРОДІАГНОСТУВАННЯ ДОПОМІЖНОГО УСТАТКУВАННЯ ЕНЕРГОБЛОКІВ ТЕС І ТЕЦ

AUTOMATIC STATIONARY AND PORTABLE SYSTEMS FOR VIBRATION DIAGNOSTICS OF THERMAL POWER STATION SECONDARY EQUIPMENT

Юрій Єфремов, Олександр Депарма, Микола Шульженко

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

Technical characteristics and functional capabilities of hardware and software of automatic stationary system for vibration diagnostics of power unit secondary equipment are described. Elements of the system were successfully tested on the thermal power station. Vibration measurement system for operational monitoring and evaluation of the technical state by rotary equipment vibration parameters was created. As an example, vibration analysis of turbines using portable vibrodiagnostic complex was shown. Recommendations for reduce of vibration in bearings were made.

Створено програмно-методичне і апаратне забезпечення для автоматизованої стаціонарної системи діагностики вібраційного стану допоміжного устаткування енергоблока. Система дозволяє в автоматизованому режимі безперервно контролювати й реєструвати СКЗ віброшвидкості та температуру опор підшипників допоміжного устаткування енергоблока (димососа, дуттьових вентиляторів, вентилятора гарячого дуття, мірошницького вентилятора). Діапазон вимірювання СКЗ віброшвидкості опор підшипників у діапазоні частот 5 – 1000 Гц з амплітудою віброшвидкості 0,5 – 20 мм/с. Автоматизовану стаціонарну систему вібродіагностики димососа енергоблока потужністю 300 МВт було випробувано в умовах електростанції.

Для оперативної або періодичної оцінки вібростану допоміжного устаткування енергоблока та інших роторних агрегатів, що не охоплено стаціонарними системами віброконтролю, в ІПМаш НАН України розроблено мобільний вимірювальний комплекс на базі нетбука. Технічні засоби комплексу

включають засоби вимірювання параметрів механічних коливань (вібропереміщень вала й опор підшипників) і засоби автоматизованого збору, реєстрації, обробки, відображення та збереження даних про параметри агрегатів. Максимальна кількість вимірювальних аналогових каналів – 32. Апаратні засоби комплексу забезпечують: вимірювання відносних радіальних вібропереміщень шийок роторів валопроводу у двох ортогональних напрямках підшипника у діапазоні частот 0,05 – 500 Гц і амплітуд 10 – 500 мкм, вимірювання вібрації опор підшипників у двох (трьох) взаємно перпендикулярних напрямках у діапазоні частот 3 – 2500 Гц з амплітудою виброшвидості 0,5 – 30 мм/с, вимірювання відносних осьових переміщень валопроводу в діапазоні ± 2 мм, вимірювання переміщень об'єкту в діапазоні 0 – 100 мм, формування імпульсних сигналів для синхронізації вимірювання сигналів вібрації з обертанням валопроводу та вимірювання частоти обертання. Методично-програмне забезпечення функціонування мобільного вимірювально-діагностичного комплексу, складається з модулів: збору, візуалізації і первинної обробки інформації (нормалізації, фільтрації та обчислення основних показників сигналу); автоматизованого контролю вібраційного стану обладнання; визначення спектральних характеристик, трендів вібропараметрів та визначення дисбалансу роторів за параметрами вібрації вала і опор (розрахунку системи вантажів за відомими значенням динамічних коефіцієнтів впливу в одній або двох площинах). Основні складові мобільного комплексу використано при діагностуванні вібростану турбоагрегата потужністю 200 МВт та димососу енергоблока потужністю 300 МВт. На основі аналізу даних вимірювання та траєкторій валопроводу визначено фактори, що викликали підвищену вібрацію опор.

УДК 621.548

СТРУКТУРНИЙ І КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ІНЕРЦІЙНИХ МЕХАНІЗМІВ СКЛАДАННЯ ЛОПАТЕЙ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ОСЬОВИХ ВІТРОУСТАНОВОК

STRUCTURAL AND KINEMATIC ANALYSIS OF INERTIAL MECHANISMS OF BLADES FOLDING OF HORIZONTAL-AXIS WIND TURBINES

Віталій Корендій, Ігор Кузьо, Віталій Вергелес

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

The paper presents the overview of usage possibilities and functioning principles of the mechanisms of blades folding of horizontal-axis wind turbines. Structural diagrams of various types of the blades folding mechanisms built on the basis of centrifugal regulators are considered.

Механізми складання лопатей вважаються одними з найбільш ефективних методів регулювання потужності, стабілізації частоти обертання та протиштормового захисту горизонтально-осьових вітроустановок малої потужності. Такі механізми працюють за принципом «парасольки», де лопаті мають можливість обертатися у напрямку, перпендикулярному до площини обертання вітроколеса. При спрацюванні механізму лопаті складаються вздовж осі вітроколеса, зменшуючи площу його поверхні обмаху та знижуючи відбір потужності з повітряного потоку.

Інерційні механізми складання лопатей, можна умовно розділити на кілька типів. У першому з них (рис. 1,а) регулювальні тягарці за допомогою важелів нерухомо приєднуються до осей лопатей. Інші типи механізмів передбачають приєднання регулювальних тягарців за допомогою важелів до додаткових повзунів, які здатні переміщуватися по напрямних, з'єднаних з віссю вітроколеса під певним кутом. Характерна особливість механізмів, поданих на рис. 1,в, полягає в розміщенні напрямної, по якій рухається повзун з відцентровим тягарцем, між маточиною вітроколеса і регулювальним повзуном. У механізмах, поданих на рис. 1,б,г, вказана напрямна розміщена між регулювальним повзуном і вузлом приєднання вітроколеса до опори (башти) вітроустановки.

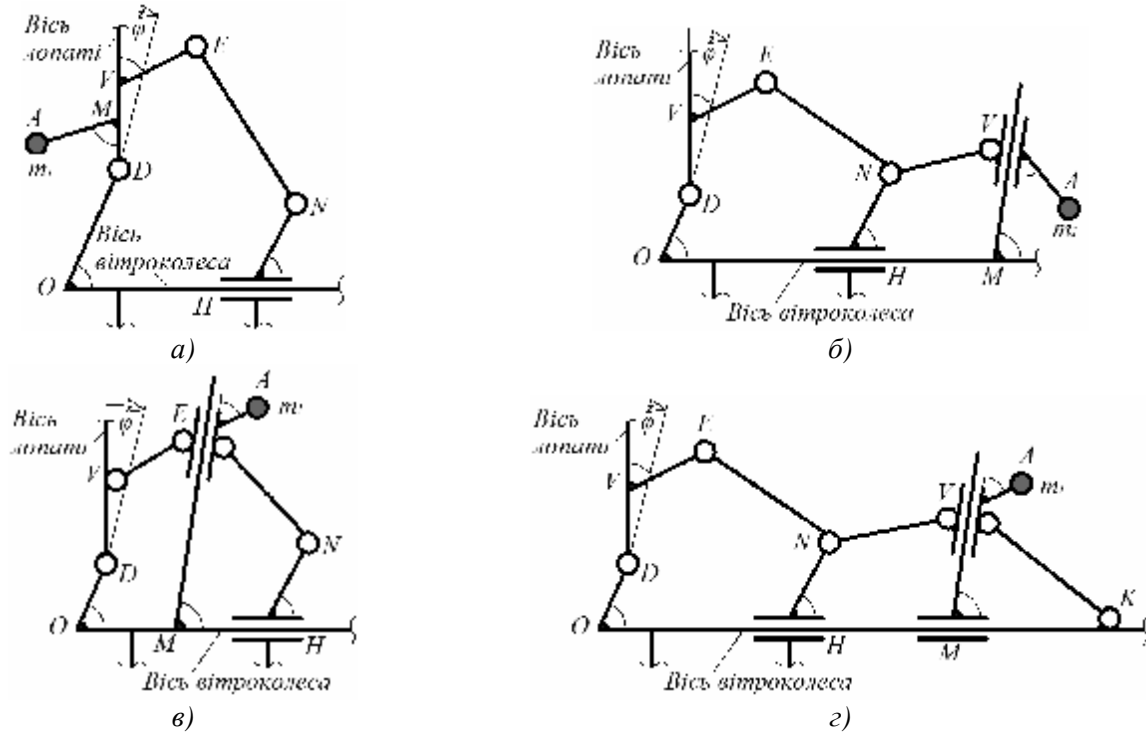


Рис. 1. Структурні схеми механізмів повороту і складання лопатей

УДК 621.1

ОЦІНЮВАННЯ ЗАЛИШКОВОЇ МІЦНОСТІ ТРУБОПРОВІДІВ АКУСТИЧНИМ ВЕЙВЛЕТ-АНАЛІЗОМ

RESIDUAL STRENGTH ASSESSMENT OF PIPELINES BY ACOUSTIC WAVELET ANALYSIS

Василь Лужецький, Ігор Вірт

Дрогобицький державний педагогічний університет імені Івана Франка,
вул. І. Франка, 24, м. Дрогобич, 82100, Україна

To estimate the location of the defects in the material, the scan signal has to be evaluated. Spectral analysis using Fourier transform gives information about the presence of defects. The signal enables proper positioning of the defect from the surface of the material.

Високочастотний акустичний метод широко використовується як інструмент для моніторингу стану конструкцій у різних областях. Наприклад, ультразвукове оцінювання в даний час є однією з найпопулярніших діагностик для внутрішнього моніторингу корозії та шорсткості поверхні труб різного застосування [1]. Цей метод застосовується і при випробуванні на герметичність ємностей для виявлення наявності витоків та/або визначення місця їх розташування, а також для діагностики циклічних навантажень конструкцій [2]. Випробування можуть бути виконані на металевих, композитних чи керамічних конструкціях [3].

До діагностики застосовували зондуєче ультразвукове устаткування з можливістю генерації хвилі $5 \text{ кГц} \div 1 \text{ МГц}$, комплектоване п'єзосенсорами (віддаль між п'єзосенсорами $0,2 \text{ м}$) і з виходом на двоканальний цифровий осцилограф зі смугою пропускання 200 МГц . Програмне забезпечення осцилографа, при використанні двох каналів одночасно, дозволяє здійснити Фур'є-перетворення часового домену сигналу у частотний та порівняти його з формою опорного сигналу. Вейвлет-аналіз (методом прямого Фур'є-перетворення) проводили упродовж усього сигналу зондування.

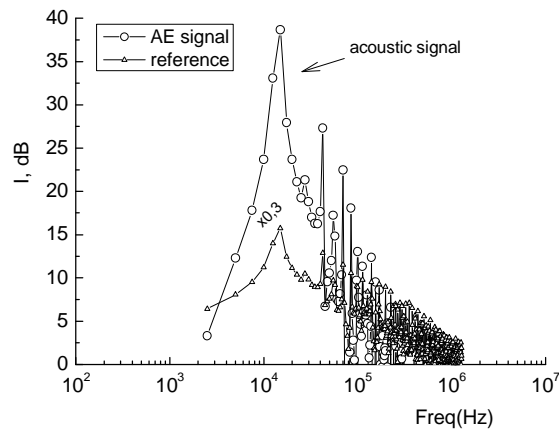


Рис. 1. Форма реєстрованого акустичного сигналу по трубі після Фур'є-перетворення.
Нижня крива – зонduючий сигнал (~ 0.3)

Рис. 1 показує форму частотного спектру сигналу після ультразвукової діагностики труби. Вейвлет-аналіз проведено одночасно для сигналу, що проходив через конструкцію і опорного сигналу. Як і очікувалося, спектри потужності реєстрованого п'єзосенсором сигналу і зонduючого мало відрізняються значеннями величин при діагностиці неушкоджених елементів конструкції. Форма енергетичного піку повторює форму зонduючого сигналу на непошкодженій ділянці конструкції. Його частотний діапазон розподіляється від 5 до 50 кГц з піковим значенням біля 20 кГц.

1. J. Rhazi. *Non-destructive evaluation of concrete by the quality factor* / J. Rhazi and S. Kodjo // *International Journal of the Physical Sciences*, Vol. 5(16), 2010, pp. 2458–2465. 2. A. Marfo. *Acoustic emission analysis of fatigue crack growth in steel structures* / A. Marfo, Z. Chen and J. LI. // *Journal of Civil Engineering and Construction Technology*, Vol. 4(7), 2013, pp. 239–249. 3. A. Praveen. *Fourier Analysis of Ultrasonic TOFD Signals for Defect Detection in Austenitic Stainless Steel Welds* / A. Praveen, K. Vijayarekha, S. T. Abraham, B. Venkatraman // *International Journal of Computer Applications*, Vol. 71, N 9, 2013, pp.14–17.

УДК 620.1

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ І РОЗРАХУНКОВИЙ АНАЛІЗИ НЕЛІНІЙНИХ ЯВИЩ ДИНАМІКИ РОТОРІВ У МАГНІТНИХ ПІДШИПНИКАХ РІЗНИХ ТИПІВ

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL ANALYSES OF NONLINEAR PHENOMENA OF DYNAMICS OF ROTORS ON MAGNETIC BEARINGS OF DIFFERENT TYPES

Геннадій Мартиненко

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

The methodology for estimation of dynamic behavior of rigid rotors in passive and active magnetic bearings is described. Its feature is accounting the nonlinear relationship between mechanical, electric and magnetic processes in the system. The numerical and experimental researches for one possible variant of full magnetic suspension of the rotor are carried out. Analysis of linear and nonlinear rotordynamics phenomena observed in the laboratory model with magnetic bearings is described.

Об'єктом досліджень є динаміка обертового ротора лабораторної установки (рис. 1,а), що реалізує його повний магнітний підвіс за рахунок двох радіальних магнітних підшипників на постійних магнітах (МПМ) і одного осьового активного магнітного підшипника (АМП). Експериментальні дослідження з вивчення динамічної поведінки модельного ротора на даній установці проводилися при зміні кутової швидкості обертання в діапазоні від 0 до 3000 об/хв за допомогою приводу від керованого електродвигуна. Результатами експериментальних та

розрахункових досліджень є віброграми горизонтальних (x_1 і x_2) і вертикальних (y_1 і y_2) відхилень центрів опорних ділянок ротора в МППМ для заданого набору частот збудження. Аналіз цих даних дозволив побудувати амплітудно-частотні характеристики (АЧХ), які представлені на рис. 1,б.

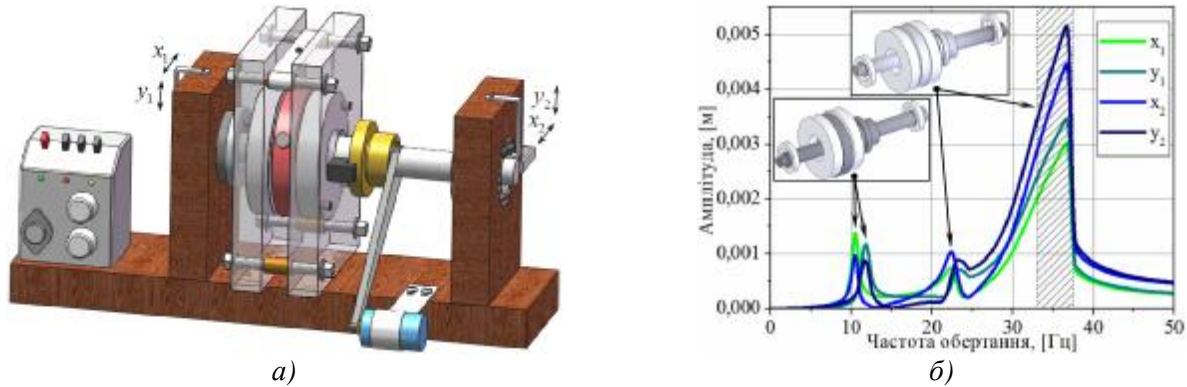


Рис. 1. Повна геометрична модель лабораторної установки ротора в МП (а) і АЧХ ротора (б)

При аналізі результатів виявлено: супергармонічні коливання в області першого резонансного режиму; роздвоєння першого резонансу внаслідок анізотропії жорсткості МППМ в горизонтальному і вертикальному напрямках ($\omega_{1x}=10,5$ і $\omega_{1y}=12$ Гц), причому при $\omega < \omega_{1x}$ і $\omega > \omega_{1y}$ ротор здійснює рух типу прямої, а в діапазоні між цими критичними швидкостями $\omega_{1x} < \omega < \omega_{1y}$ – типу зворотної циліндричної прецесії (рис. 1б); суперрезонансні коливання $\omega_{2x(2)}$, які збігаються і з внутрішнім резонансом $\omega_{2x(2)} = \omega_{1y}$ (рис. 1б); роздвоєння другого резонансу ($\omega_{2x}=22,5$ і $\omega_{2y}=33$ Гц) внаслідок анізотропії жорсткості МППМ, причому при $\omega < \omega_{2x}$ і $\omega > \omega_{2y}$ ротор здійснює рух типу прямої, а в діапазоні між цими критичними швидкостями $\omega_{2x} < \omega < \omega_{2y}$ – типу зворотної конічної прецесії (рис. 1,б). Крім того, аналіз результатів дозволив виявити в системі поряд з гармонічними коливаннями з частотою збудження (обертання) суб- і супергармонічні коливання, кратні суб- і суперрезонанси (наприклад, $\omega_{1y(1/4)}$, які посилюються внутрішнім резонансом $\omega_{1y(1/4)} = 4\omega_{1y} = 4\omega_{2x(2)}$, та виникають при відносно високих частотах збудження, а амплітуди цих коливань значно перевищують амплітуди першої гармоніки), а також зв'язок між радіальними і осьовими коливаннями. Таким чином, доведена можливість виникнення явищ нелінійної роторної динаміки в системах з магнітними підшипниками.

УДК 621.22

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГНУЧКИХ РУКАВІВ ВИСОКОГО ТИСКУ

METHODOLOGY DETERMINING OF THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF FLEXIBLE HIGH PRESSURE HOSES

Михайло Поздняков, Віктор Пурдик

Вінницький національний технічний університет,
вул. Хмельницьке шосе 95, м. Вінниця, 21021, Україна

In the thesis proposed the technique and equipment to determine the dynamic characteristics of flexible high pressure hoses (HPH).

Для реального прогнозування швидкодії конкретної машини з гідроприводом, в складі якої є гнучкі рукави високого тиску (РВТ), в процесі її проектування необхідно знати динамічні характеристики РВТ (в технічній літературі часто використовується термін – коефіцієнт $K(p)$ податливості). Аналітично це зробити досить важко, оскільки конструкція РВТ представляє собою складну композитну металогумову структуру, яку однозначно математично представити складно. Автори пропонують це робити експериментально на спеціальному стенді.

У склад стенда (рис.1) входять: гнучкий рукав , що досліджується, вмонтований у спеціальний корпус. У корпусі розміщена плунжерна пара, плунжер якої кінематично зв'язаний з ексцентриком, який обертається аксіально-поршневим гідромотором .

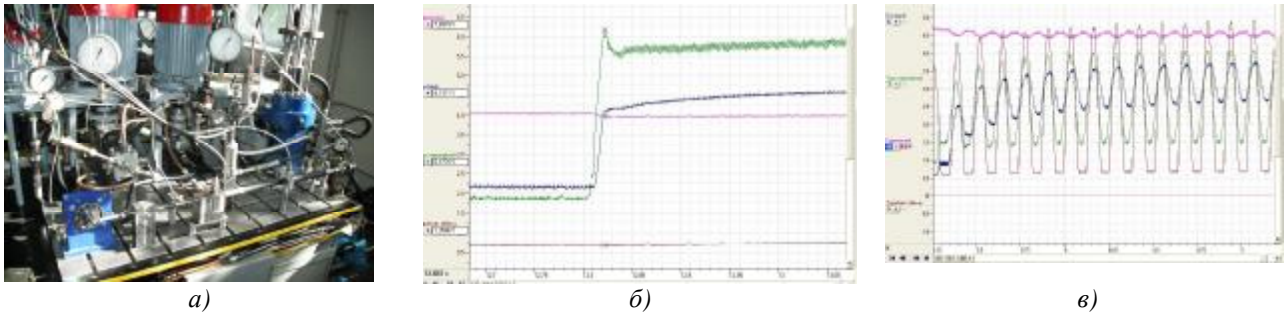


Рис. 1. Загальний вид (а) стенда для дослідження динамічних характеристик РВТ та приклади осцилограм перехідних процесів під дією ступінчатого (б) та періодичного (в) сигналів

У конструкції стенда передбачено реєстрацію в динаміці тиску в порожнині РВТ, його деформацію в осьовому та радіальному напрямках відповідно, а також поступальний рух золотника.

Методика проведення експерименту полягає в наступному: порожнину РВТ заповнюють робочою рідиною, чому передує видалення повітряної пробки з трубопроводу, а потім надають разовий (ступінчатий), або періодичний рух золотнику, який вводить в порожнину РВТ відповідний об'єм робочої рідини, і реєструють зміну тиску в РВТ та його деформацію.

Конструкція стенда дозволяє отримати якісні перехідні процеси в порожнині РВТ під дією разового та періодичного збуджуючого сигналу, яким є певний об'єм рідини, що подається в динамічному режимі, а також побудувати амплітудо-частотну та фазо-частотну характеристики конкретного зразка РВТ.

УДК 621.86.001

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗГИННИХ КОЛИВАНЬ СТРІЛИ БУРТОУКЛАДНИКА

BENDING VIBRATION RESEARCH OF ARROW OF CLAMP FORMING MACHINE

Леонід Поліщук¹, Карл-Гайнц Нойман², Євген Харченко³

¹Вінницький національний технічний університет,
вул. Хмельницьке шосе, 95, корпус 1, м. Вінниця, 21021, Україна;

²Westfälische Hochschule Zwickau

Dr.-Friedrichs-Ring 2A, 08056 Zwickau, Deutschland;

³Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна.

Consider the transverse vibrations of arrow of clamp forming machine that caused by irregularity scattering of cargo along the belt conveyor. Periodic inertial loads of arrow determined based on kinematic analysis of transport system. Dynamic processes analysis performed using the method of generalized displacements.

Удосконалення методів розрахунку несівних конструкцій підйомально-транспортних машин має велике значення, оскільки від якості проектування таких конструкцій значною мірою залежать матеріалоемність, надійність та безпека експлуатації машини у цілому. Довгомірні несівні конструкції, здебільшого, сприймають істотні як статичні, так і динамічні навантаження. Оскільки найбільші динамічні навантаження притаманні нестационарним режимам роботи машин, дослідженню таких

режимів та вивченню впливу перехідних процесів на працездатність і довговічність несівних систем у літературі приділяється значна увага. Разом з тим, істотні динамічні навантаження елементів конструкцій виникають і в усталених режимах роботи підйимально-транспортних машин. Серед найвагоміших причин виникнення таких навантажень слід відмітити циклічний характер роботи механізмів, а також періодичну зміну сил корисного опору машини, яка нерідко супроводжується періодичною зміною інерційних характеристик рухомих ланок.

У даній праці розглядаються поперечні коливання стрілової конструкції конвеєра буртоукладника, викликані нерівномірністю завантаження стрічки конвеєра транспортованим вантажем. Під час руху стрічки конвеєра опорні ролики сприймають інерційні навантаження, що передаються на стрілу у перпендикулярному до її осі напрямі. Якщо вантаж уздовж стрічки розподілений рівномірно і швидкість руху стрічки не змінюється, то сили інерції є сталими і не викликають коливальних явищ у механічній системі. Однак, в реальних умовах експлуатації конвеєрів спостерігається нерівномірний розподіл вантажу по довжині стрічки, що обумовлює динамічний характер навантажень несівної конструкції. У зв'язку з цим, постає потреба вивчення коливальних явищ у механічній системі конвеєра з метою оцінки динамічних складових напружень, що виникають в основних несівних елементах стріли.

Періодичні навантаження роликів конвеєра знаходимо, задаючи періодичний розподіл маси вантажу по довжині стрічки і аналізуючи кінематичні характеристики руху стрічки з урахуванням викривлення її осі. Відтак, аналізуємо згинні періодичні коливання стріли як багатопрогової конструкції за допомогою матричного методу початкових параметрів. Розглядаються варіанти застосування як технічної теорії згину, так і теорії балок С. Тимошенка. Зауважимо, що зсуви фаз коливань навантажень роликів дещо ускладнюють задачу дослідження. Для її спрощення розглядається можливість дискретизації механічної системи методом узагальнених переміщень. У цьому випадку згинні коливання стріли буртоукладника описуються системою звичайних диференціальних рівнянь. Наводяться результати визначення прогинів, згинальних моментів, а також стетачних і динамічних складових напружень у верхньому та нижньому поясах стріли буртоукладника.

УДК 621.1

ДОСЛІДЖЕННЯ КУТА РОЗКРИТТЯ СТИКУ ПАРИ ТЕРТЯ

RESEARCH OF THE ANGLE OF FRICTION PAIR ROTATION

Ігор Похильчук

*Національний університет водного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 1, м. Рівне, 33028, Україна*

The article gives results of theoretical research of dependence of the angle of friction rings rotation on their material and temperature distribution in the cross section of the ring.

У роботі досліджено вплив деформації повороту перерізу кільця нових конструкцій торцевих ущільнень з відведенням робочої рідини від пари тертя, так як ця деформація призводить до несиметричного зношування поверхонь тертя.

Дослідження показали, що форма поперечного перерізу обертового кільця суттєво не впливає на розподіл температур, отже, дозволяє проводити розрахунки нових конструкцій торцевих ущільнень на міцність за відомими залежностями:

$$y = \frac{a\Delta T(r_2 - r_1)}{2l_k \ln \frac{r_2}{r_1}}, \quad (1)$$

де ΔT – різниця температур торцевих поверхонь кільця; l_k – ширина кільця; r_1 та r_2 – відповідно внутрішній та зовнішній радіуси кільця; α – температурний коефіцієнт лінійного розширення.

На основі (1) проведені розрахунки залежності кута розкриття стику кілець тертя в залежності від матеріалу та розподілу температури по поперечному перерізу кільця з використанням ПЕОМ. Зокрема, розрахунки проводились для суцільного кільця (рис. 1,а) та кільця складеного з концентричних кілець прямокутної форми (рис. 1,б), при таких даних: для суцільного кільця $r_1 = 150$ мм, $r_2 = 140$ мм; для кільця складеного з концентричних кілець прямокутної форми $r_1 = 144$ мм, $r_2 = 140$ мм, $R_1 = 150$ мм, $R_2 = 146$ мм.

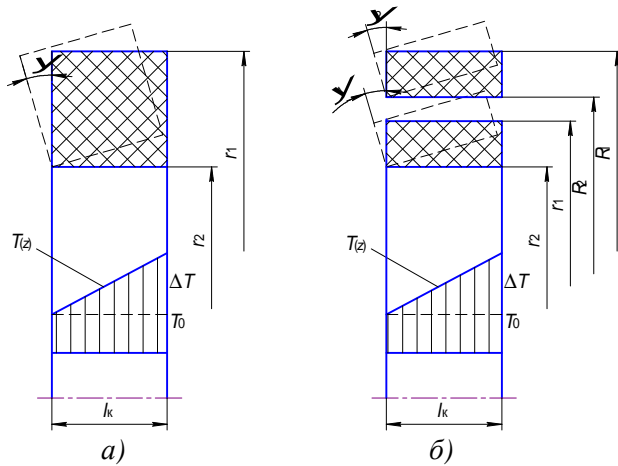


Рис. 1. Схема повороту перерізу кільця під дією температурних навантажень: а – кільце суцільне; б – кільце із концентричних кілець прямокутної форми

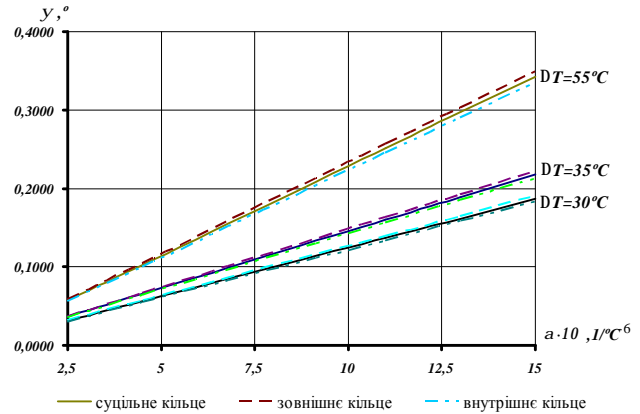


Рис. 2. Залежність кута розкриття стику кілець тертя від матеріалу та розподілу температури по поперечному перерізу кільця

Отримані залежності (1) кута розкриття стику кілець тертя від їхнього матеріалу та розподілу температури по поперечному перерізу кільця показали, що кут повороту кільця в основному залежить від різниці температур на торцевих поверхнях кілець і лежить у межах $\gamma = 0,0311 - 0,3498^0$, отже, забезпечує менше зношування поверхні тертя.

УДК 621.1

МЕТОД ДИСКРЕТИЗАЦІЇ У ЗАДАЧАХ ПРО ВІЛЬНІ КОЛИВАННЯ ОБОЛОНОК, ПІДКРІПЛЕНИХ ШПАНГОУТАМИ

NEW DISCRETIZATION METHOD IN PROBLEMS OF FREE OSCILLATIONS OF SHELLS ON RIBS

Роман Тацій¹, Марта Стасюк¹, Тарас Ушак²

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

²ГЗОВ «Левадія-Проект»,
вул. Сахарова, 37, м. Львів, 79012, Україна, e-mail: tiushak@ukr.net

We propose a new approximate method for solving problems of free oscillations of cylindrical shells supported by ribs. The problem can be reduced to solving differential equations with singular coefficients represented by Dirac delta-functions. Our method is based upon approximating the coefficients of the differential equations by generalized functions. We present a comparison with other methods and demonstrate the effectiveness of our approach in solving dynamical problems.

У даній роботі запропонований новий наближений метод розв'язування задач про вільні коливання циліндричних оболонок підсилених набором шпангоутів. Задача про вільні коливання

підсиленої циліндричної оболонки є узагальненням класичної задачі про коливання гладкої оболонки. При цьому в напрямку, перпендикулярному набору, приходимо до узагальненого квазідиференціального рівняння (УКДР) 4-го порядку з змінними коефіцієнтами у формі дельта-функції та її похідної (якщо жорсткість ребра на кручення враховується). Граничні умови на краях паралельних цьому напрямку передбачаються як умови періодичності розв'язку по окружній координаті.

Пропонується для розв'язання задач про вільні коливання циліндричних оболонок підкріплених шпангоутами застосувати метод дискретизації, який ґрунтується на концепції квазіпохідних для квазідиференціальних рівнянь з узагальненими коефіцієнтами та апроксимації розв'язків відповідних їм систем лінійних диференціальних рівнянь із мірами. Механічною інтерпретацією апроксимації є заміна дискретно-неперервної моделі системою із скінченним числом степенів вільності. Важливо, що при граничному переході основні характеристики апроксимованої системи (прогин, кут повороту, момент, перерізуюча сила) рівномірно прямують до відповідних характеристик вихідної системи. При реалізації методу дискретизації практично встановлена його швидка збіжність, що дозволяє розв'язувати поставлені задачі з наперед заданою точністю.

Для ілюстрації ефективності методу досліджуються вільні коливання циліндричної оболонки з стінкою сталого товщини підсиленої шпангоутами рис.1.

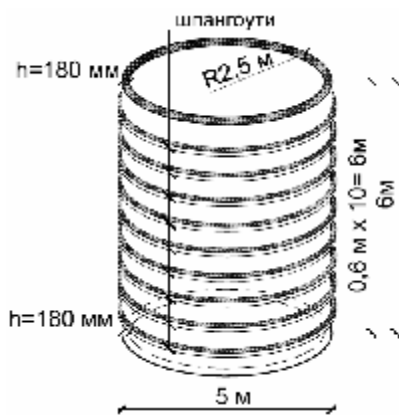


Рис. 1. Геометричні параметри циліндричної оболонки

Вихідні дані задачі: матеріал стінки резервуара - залізобетон; модуль пружності $E = 3,06 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$; коефіцієнт Пуасона $m = 0,2$; густина матеріалу резервуара $r = 2500 \text{ кг/м}^3$; товщина стінки $H = 0,18 \text{ м}$; висота $L = 6 \text{ м}$; радіус $R = 2,5 \text{ м}$. Стінки резервуара підсилені ребрами жорсткості у вигляді сталених зварних двутаврів висотою $h = 30 \text{ см}$; шириною полки $b = 20 \text{ см}$ та товщиною полки та стінки $0,8 \text{ мм}$.

Методом дискретизації знайдено величини перших трьох значень частот коливань циліндричної оболонки при сталій жорсткості та оболонки підсиленої ребрами жорсткості при різних закріпленнях країв. При сталій жорсткості оболонки подані порівняння з аналітичними значеннями. Отримані при цьому числові результати при відповідних значеннях параметрів співпадають з відомими.

Метод може бути покладений в основу досліджень коливань оболонок обертання, підкріплених стрингерами та шпангоутами.

УДК 539.3

МІКРОМЕХАНІКА НЕТКАНИХ МАТЕРІАЛІВ

MICROMECHANICS OF NONWOVEN MATERIALS

Микола Ткачук-мол.

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

Mechanical properties of nonwoven textiles are analyzed by a numerical model that describes fiber network microstructure of these materials. The model incorporates both elastic extension of fibers as well as inelastic effects such as the irreversible relative sliding of the fibers at the bonding points. The microscopic discrete network model resolves entire macroscopic specimen. This allows to determine the influence of fiber felt geometry and composition on the ultimate properties of the nonwoven textile.

Забезпечення конструкційної міцності елементів машин часто вимагає залучення нових моделей поведінки матеріалів для більш адекватного і точного розрахунку напружено-деформованого стану.

Ця обставина диктується широким використанням і прогресуючою розробкою сучасних нетканих матеріалів. Традиційні моделі не підходять для опису їхньої поведінки. Крім того, сучасний феноменологічний підхід у цьому випадку недостатній, оскільки дає інформацію тільки для конкретного типу матеріалу в заданих умовах роботи і в скінченному діапазоні навантажень. У той же час перед механікою стоять у цьому розрізі ширші задачі:

- визначення тенденцій зміни характеристик фізико-механічних процесів залежно, наприклад, від складу і будови ланцюжків волоконних наповнювачів;
- створення композиційних матеріалів із заданими властивостями;
- пояснення часто неочевидних тенденцій у зміні властивостей матеріалів при зміні хімічного складу, температури, технології виготовлення тощо.

Всі ці обставини висувають на перший план мікромеханічні підходи, які надають можливості розрахунку фізико-механічних макрохарактеристик на основі розгляду поведінки мікроструктури матеріалу аж до моделей статистичної механіки волоконних ланцюжків.

На теперішній час у світі цьому напрямку досліджень приділяється широка увага. Проте розроблені до теперішнього часу підходи дають результати, які не повною мірою відповідають експериментальним даним і даним практичної експлуатації. Це пов'язано зі складнощами математичного моделювання поведінки статистично представницьких ансамблів волоконних ланцюжків або ниток матеріалу в матриці і у взаємодії з іншими нитками. Таким чином, розробка нових підходів і формування на їх основі нових нелінійних математичних моделей для більш адекватного опису фізико-механічних властивостей матеріалів шляхом аналізу їхньої поведінки на рівні статистичної механіки ансамблів волоконних ланцюжків є актуальною науково-технічною проблемою. Її розв'язання запропоновано в роботі.

Для створення теоретичних основ розрахунку і забезпечення конструкційної міцності елементів машинобудівних конструкцій використані методи механіки суцільного середовища, зокрема, для формування рівнянь стану. Для виведення нелінійних рівнянь, що описують фізико-механічні властивості полімерних матеріалів, притягуються співвідношення статистичної мікромеханіки волоконних ланцюжків, що знаходяться у взаємодії один з одним і з матрицею. Перехід до макромеханічних формулювань здійснюється на основі методів просторової гомогенізації властивостей матеріалів.

УДК 621.1

МЕХАНІЗМ ЗБУДЖЕННЯ ДВОЧАСТОТНИХ ВІБРАЦІЙ ПАСИВНИМИ АВТОБАЛАНСИРАМИ

MECHANISM OF EXCITATION OF DUAL FREQUENCY VIBRATIONS BY PASSIVE AUTOBALANCERS

Геннадій Філімоніхін, Володимир Яцун

*Кіровоградський національний технічний університет,
пр. Університетський, 8, м. Кіровоград, 25006, Україна*

Created mathematical and computer models of vibrating machine (vibrating screen GIL-42) with passive auto-balancer which is the dual frequency exciter of vibrations. Identified the parameters that influence on dual frequency vibrations and held their optimization.

Серед вібраційних машин типу грохотів, вібростів, сепараторів перспективними є машини з двочастотними збудниками вібрацій. У них при коливаннях решета з меншою частотою виконується основний технологічний процес – просівання. Коливання решета з більшою частотою забезпечують його самоочищення й зміну механічних властивостей оброблюваного матеріалу для збільшення інтенсивності основного процесу.

Для збудження двочастотних вібрацій нами вперше запропоновано використовувати пасивні автобалансири (АБ) [1]. Їх використання засноване на особливому режимі руху ротора з АБ – квазіперіодичному, що виникає при малих силах опору руху коригувальних вантажів (КВ) щодо

ротора. У цьому режимі ротор обертається з зарезонансною частотою, а КВ в АБ не можуть його наздогнати, практично збираються разом і обертаються з найменшою резонансною частотою коливань ротора, чим підлаштовуються під неї.

Для дослідження цього ефекту в САПР Solidworks із застосуванням модуля Motion було створено 3D модель вібраційної машини (грохоту ГЛІ-42) з віброзбудником у вигляді кульового АБ [2] і 3D моделюванням встановлено наступне.

В широкій області зміни параметрів системи гарантовано наступають двохчастотні вібрації.

При цьому АБ працює як два окремих віброзбудника: в першому КВ обертаються з резонансною частотою коливань решета, причому незалежно від його завантаження КВ автоматично підлаштовуються під цю частоту, чим збуджують повільні коливання решета (8-15 Гц) із великою амплітудою; у другому – маса на корпусі АБ збуджує швидкі коливання решета з (будь-якою) поточною зарезонансною частотою обертання ротора.

Одержані 3D моделюванням результати дозволили сформулювати спрощуючі припущення щодо механізму виникнення двохчастотних вібрацій і побудувати відповідну математичну модель руху модернізованої машини. Порівнянням цієї моделі із математичною моделлю руху базової машини аналітично підібрані параметри, при яких амплітуда і частота повільних коливань решета модернізованої машини дорівнює амплітуді і частоті коливань решета базової машини.

Одержані теоретичні результати було перевірено 3D моделюванням. У результаті у вказаній вище області зміни параметрів модернізованої машини вдалося підібрати такі її параметри, при яких:

- повільні коливання решета модернізованої машини мають таку ж амплітуду і частоту, що і коливання решета базової машини;
- маса віброзбудника зменшилася в 6 разів;
- час встановлення двохчастотних вібрацій решета модернізованої машини не більший за час встановлення одночастотних вібрацій решета базової машини.

1. Пат. на корисну модель № 92337 У Україна, F04D 29/66. Застосування пасивного автобалансира як збудника кругових двохчастотних вібрацій [Текст] / Г.Б.Філімоніхін, В.В.Яцун (Україна); КНТУ - № u201402718; Заявл. 18.03.2014; Опубл. 11.08.2014, Бюл.№15. 2. Филимоныхин Г.Б. 3D моделирование возбуждения автобалансиrom двухчастотных колебаний платформы грохота с использованием Solidworks и Cosmos motion [Текст] / Г.Б. Филимоныхин, В.В. Яцун // Математичне та імітаційне моделювання систем. МОДС 2014. – Чернівці: ЧДІЕУ, 2014. – с. 218-221.

УДК 621.4.002.2: 629.73.002.72

ПРО ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПАСИВНИМИ АВТОБАЛАНСИРАМИ АЕРОДИНАМІЧНОГО ДИСБАЛАНСУ КРИЛЬЧАТКИ ОСЬОВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

ABOUT BALANCING BY PASSIVE AUTOBALANCER OF AERODYNAMICAL DISBALANCE OF THE IMPELLER OF AXIAL FAN

Геннадій Філімоніхін, Любов Олійніченко

*Кіровоградський національний технічний університет,
пр. Університетський, 8, м. Кіровоград, 25006, Україна*

Determined the aerodynamic forces, that act on the incorrectly made impeller of axial fan. Established analogy, between disbalance of unbalanced masses and aerodynamical disbalance. Proved the possibility of balancing by passive auto-balancer of aerodynamical disbalance.

У попередніх роботах авторів [1, 2] досліджувалась можливість зрівноваження пасивними автобалансирами динамічного дисбалансу крильчатки осьового вентилятора, створеного незрівноваженими масами. Але аеродинамічні сили, що діють на неточно виготовлену крильчатку осьового вентилятора можуть мати складові, що відхилятимуть поздовжню вісь ротора від осі обертання. Тому актуально знайти ці складові та визначити, чи можна їх зрівноважити пасивними автобалансирами. За наявними матеріалами така задача розв'язується уперше.

Мета роботи – знайти аеродинамічні сили, що діють на неточно виготовлену крильчатку осьового вентилятора та порівняти їх з силами від дисбалансу ротора. Визначити чи можна аеродинамічні сили зрівноважувати пасивними автобалансирами.

Методика досліджень. У теоретичних дослідженнях застосовуються: елементи аеродинаміки; теорія несучого гвинта Загордана; теоретична механіка; теорія зрівноваження роторів. Послідовність досліджень: створюється механіко-математична модель неточно виготовленої крильчатки осьового вентилятора; визначаються аеродинамічні сили, що діють на крильчатку; приводяться аеродинамічні сили до двох площин корекції; визначається аеродинамічний дисбаланс; порівнюються дисбаланси різного походження; робиться висновок про можливість зрівноваження пасивними автобалансирами аеродинамічного дисбалансу.

Отримані результати та висновки.

1. Аеродинамічні сили, що діють на неточно виготовлену крильчатку осьового вентилятора зводяться до головного вектору і головного моменту, у яких є поперечні складові, що намагаються відхилити подовжню вісь крильчатки від осі обертання.

2. Ці складові аеродинамічних сил математично подібні силам, утвореним незрівноваженими масами, але залежать від питомої ваги повітря. Тому неможливо їх зрівноважити до початку експлуатації вентилятора тому що вони будуть змінюватися залежно від погодних умов.

3. Аеродинамічні сили можна зрівноважувати пасивними автобалансирами. Одним АВ можна статично зрівноважувати статичний аеродинамічний дисбаланс ротора, а двома АВ, розташованими у різних площинах корекції можна зрівноважувати динамічний аеродинамічний дисбаланс.

1. Пат. 74641 України на корисну модель, МПК G01M 1/32 (2006.01), F04D 29/66 (2006.01), Спосіб динамічного балансування жорсткого ротора пасивними автобалансирами / Філімоніхін Г.Б., Гончаров В.В., Олійніченко Л.С.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – № u201203307; заявл. 20.03.2012; опубл. 12.11.2012, Бюл. №21. 2. Філімоніхін Г.Б. Експериментальне визначення ефективності динамічного зрівноваження кульовими автобалансирами крильчатки осьового вентилятора / Г.Б.Філімоніхін, Л.С.Олійніченко // Український міжвідомчий н.-т. Збірник „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”, Львів: НУ «Львівська політехніка», 2011. Вип. №45, С. 496-503.

УДК 621.1

МОДЕЛЮВАННЯ ПРОСТОРОВИХ КОЛИВАНЬ СИЛОВОГО АГРЕГАТУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ В УМОВАХ ДЕГРАДАЦІЇ ЕЛАСТИЧНИХ ОПОР ДВИГУНА

SIMULATION OF SPATIAL OSCILLATIONS POWERTRAINS VEHICLE UNDER ELASTIC DEGRADATION OF ENGINE MOUNTS

Євген Харченко, Володимир Палюх

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

Mathematical modeling of spatial fluctuations of the vehicle power unit was conducted considering geometric nonlinearity of mechanical system as well as gyroscopic effects. We investigated the effect of coefficients changes in supports stiffness of the unit due to the degradation of the elastic material on the characteristics of dynamic processes.

У процесі експлуатації транспортного засобу технічний стан його агрегатів і систем постійно змінюється. Моніторинг цього стану є вкрай важливим завданням для створення умов безпечної експлуатації машини та для забезпечення комфортних умов роботи водія, перевезення пасажирів та вантажів. Силовий агрегат є вагомим джерелом вібрацій транспортного засобу, його робота істотно впливає на міцність і на ресурс несівної конструкції. Цей вплив визначається не лише рівнем віброактивності двигуна внутрішнього згорання, а й віброізоляційними характеристиками підвіски агрегату. Питанням діагностування технічного стану двигунів внутрішнього згорання, зокрема, та си-

лових агрегатів, у цілому, в сучасній науковій літературі приділяється значна увага. Для розв'язання практичних задач у даній галузі застосовують емпіричні методи дослідження, що базуються на узагальненні результатів вимірювання відповідних параметрів. Проте, аналітичні методи обґрунтування характерних параметрів підвісок силових агрегатів висвітлені недостатньо.

Найбільшого розповсюдження у підвісках силових агрегатів транспортних засобів набули опори з еластомірними елементами. Важливим недоліком таких деталей є зміна механічних характеристик в процесі експлуатації під впливом високої температури, старіння тощо. Крім цього, можливі випадки руйнування таких опор за рахунок відшаровування гуми від металевих каркасних конструкцій, повне або часткове руйнування еластомірних елементів. Коливання силового агрегату, зумовлені динамічною неврівноваженістю елементів двигуна, переважно досліджують на основі лінеаризованих, здебільшого, плоских розрахункових моделей. У цій праці запропоновано більш точні – просторові моделі вібраційних процесів у силових агрегатах. Для опису сферичного руху силового агрегату застосовано динамічні рівняння Ейлера в рухомій системі координат. У цих рівняннях здійснено заміну невідомих кутових швидкостей відносно головних центральних осей на швидкості руху в напрямках кутів Крилова. Це дає змогу розв'язання задачі аналізу просторових коливань силового агрегату шляхом числового інтегрування нелінійної системи рівнянь руху. Навантаження, зумовлені динамічною неврівноваженістю механізмів двигуна, визначаємо у рухомій системі координат, а реакції опор – в нерухомій системі. До рівнянь поступального руху центра маси агрегату підставляємо проекції головних векторів навантажень і реакцій опор, визначені в нерухомій системі координат, а до рівнянь сферичного руху навколо центра ваги – проекції головних моментів навантажень і головних моментів реакцій опор на осі, незмінно зв'язані з силовим агрегатом. Сформовану таким чином задачу Коші розв'язуємо за допомогою широко апробованих алгоритмів. Як основні чинники збудження коливальних процесів враховуємо перекидний момент двигуна і сили інерції ланок кривошипно-повзунних механізмів.

На прикладі силового агрегату ЯМЗ-238 досліджується вплив зміни коефіцієнтів жорсткості еластичних опор підвіски, викликані процесами деградації еластичного матеріалу, на максимальні амплітуди вібрацій центра ваги силового агрегату і його точок, в яких може фіксуватися давач діагностичного обладнання.

УДК 621.1

ДИНАМІКА КОЧЕННЯ ДОЛІТ БУРИЛЬНИХ КОЛОН

ROLLING DYNAMICS OF DRILL STRING BITS

Людмила Шевчук

*Національний транспортний університет,
вул. Суворова, 1, м. Київ, 01010, Україна*

The problem of rolling dynamics of a drill string bit is discussed. It is demonstrated that the whirling vibrations realized by the drill string bit under action of a torque and compressing force are similar to behavior of celtic stones. The stable and unstable regimes of their motion are simulated.

При роторному способі буріння різання породи виконується долотом, закріпленим на нижньому кінці бурильної колони, підвішеної в свердловині за верхній кінець. При цьому обертання долота здійснюється за рахунок обертання всієї бурильної колони в результаті дії на її верхній кінець крутного моменту та поздовжньої стискувальної сили.

Одним з нештатних режимів таких операцій є ефект самозбудження коливань кружляння долота, при якому воно починає перекичуватися по дну свердловини з проковзуванням або без проковзування. Аналіз таких рухів здійснюється на основі методів неголономної механіки [1,2].

Аналогічні рухи можуть здійснювати на шорсткій площині еліпсоїдальні тіла з недоскона- лостями геометричних або інерційних характеристик. В механіці вони отримали назву кельтських каменів. Одним з найбільш цікавих ефектів їх обертання є можливість мимовільної зміни обертального руху на протилежний.

Для аналізу незвичайної поведінки кельтського каменя були використані дві основні динамічні моделі. Більш загальна і складна постановка задачі полягає в дослідженні руху твердого тіла по горизонтальній площині з врахуванням ефекту проковзування і наявності сил тертя в точці контакту тіл. Через свою складність вона виявилася менш привабливою і плідною. Простою і наочною є неголономна модель руху кельтського каменя, за допомогою якої вдалося виявити основні властивості і якісні особливості його поведінки.

Такі моделі використовуються для аналізу нештатної динамічної поведінки доліт бурильної колони. В ході досліджень було розглянуте долото еліпсоїдальної форми. Оскільки долота у формі витягнутих і сплюснутих еліпсоїдів широко зустрічаються в конструкціях колон глибокого буріння, питання дослідження впливу їх геометрії на форми протікання коливань кружляння становлять практичний інтерес.

По розробленій методиці були проведені дослідження коливань кружляння таких доліт при різних значеннях геометричних параметрів. Вони дозволили встановити найбільш важливі фактори, що впливають на характер протікання цих коливань. Обговорюються кінематичні і динамічні ефекти, які впливають на контактну взаємодію долота з дном свердловини.

Отримані результати досліджень можуть бути використані при моделюванні критичних і динамічних станів бурильних колон у глибоких свердловинах з метою прогнозування й виключення позаштатних режимів їх функціонування.

1. Gulyayev V.I., Shevchuk L.V. *Nonholonomic dynamics of drill string bit whirling in a deep bore-hole. // Journal of Multi-body Dynamics. – 2013. –V.227. – P.234-244.* 2. Гуляєв В.І., Гайдаїчук В.В., Шевчук Л.В. *Комп'ютерне моделювання коливань кружляння доліт бурильних колон в глибоких свердловинах // Нафтогазова галузь України. – 2013. – №6. – С.14-16.*

УДК 539.3

БІФУРКАЦІЙНІ СТАНИ БУРИЛЬНИХ КОЛОН У КАНАЛАХ КРИВОЛІНІЙНИХ СВЕРДЛОВИН

BIFURCATIONAL STATES OF DRILL STRINGS IN CURVILINEAR BORE-WELLS

Наталія Шлюнь

*Національний транспортний університет,
вул. Суворова, 1, м. Київ, 01010, Україна*

The problem about stability of drill strings in curvilinear bore-holes is stated. The critical values of compressive axial force applied to lower end of the drill strings are found for central and side segments of circular trajectories with concave and convex parts of the bore-holes.

На даний час одним з найактуальніших питань є розвиток нафтогазової промисловості та вдосконалення методів буріння. Особлива увага приділяється до буріння похило-скерованих та криволінійних свердловин. Похилі і горизонтальні свердловини дозволяють проникнути в нафто- і газоносні пласти вздовж шаруватої структури підземних родовищ, вони охоплюють великі зони запасів палива і є ефективними прийомами для збільшення об'ємів видобутку палива. Як приклад, раніше, тільки одна третина вуглеводневого палива могла бути вилучена з газоносного шару. Тепер, сучасні технології дозволяють збільшити цей показник до 70%.

На початку формування теоретичної моделі буріння криволінійних свердловин розглядалися, як правило, свердловини найпростіших геометричних обрисів з малими викривленнями їх осевих ліній, оскільки згинальні деформації у них, в основному, не великі то ними можна було знехтувати. З розвитком нових технологій процесів буріння криволінійних свердловин вони стали набувати

складнішої геометрії, їхні глибини збільшуються, а горизонтальні віддаленості від бурильної установки перевищили 13 км.

Руйнівні наслідки пов'язані з деформованою БК всередині криволінійних свердловин полягають у погіршенні умов БК зумовлених постійною зміною балансу сил гравітації, сил опору (сил тертя), сил інерції і сил пружності, що діють на долото та бурильну колону, а також моментів цих сил. Саме ці фактори призводять до виникнення великої кількості аварійних та позаштатних ситуацій. В результаті випинання БК вступає в контакт зі стінкою свердловини і продовжує змінювати свою форму під дією повздовжньої сили, розподілених контактних сил та крутного моменту, що збільшуються. Моделювання вказаного процесу може бути виконано за допомогою нелінійної теорії гнучких криволінійних стержнів. На основі даної теорії було виведено нелінійні диференціальні рівняння, що описують пружний вигин БК у середині порожнини свердловини. В цьому випадку досить важливим виявляється питання правильного вибору системи відліку, в якій розглядається згинання колони. Застосування для цих цілей супутньої системи координат, одна з осей якої ортогональна поверхні свердловини, дозволило зменшити число шуканих змінних та виключити з розгляду невідому реакцію тиску БК на стінки свердловини. При цьому принциповими виявляються питання врахування геометричних властивостей геодезичних кривих на каналових поверхнях.

Розглянуто форму свердловини, що представлена у вигляді плоскої дуги кола. Встановлено, що критичні значення осьової сили підпорядковуються деяким закономірностям, пов'язаним з модами випинання. Показано, що форми втрати стійкості для деяких БК мають вигляд крайових ефектів або локалізованих вейвлетів всередині довжини БК.

1. Gulyayev V.I. *Theoretical modelling of post - buckling contact interaction of a drill string with inclined bore-hole surface* / Gulyayev V.I., Andrusenko, E.N., Shlyun, N.V. – *Structural Engineering and Mechanics*. 2014. – 49(4). – 427-448. 2. Gulyayev V.I. *Modeling the energy-saving regimes of curvilinear bore-hole drivage* / Gulyayev V.I., Gaidachuk V.V., Andrusenko E.N., Shlyun N.V. – *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*. 2015. – Vol.137, February

УДК 534.1,621.81-192

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ РУХОМОГО СКЛАДУ І КОЛІЇ В ЗОНІ СТИКОВОЇ НЕРІВНОСТІ ПРИ РУСІ

THE INVESTIGATION OF OSCILLATIONS IN THE BUTT AREA IRREGULARITIES IN THE MOVEMENT OF ROLLING STOCK

Володимир Шпачук, Олександр Чупринін, Людмила Гудзловенко

*Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова,
вул. Революції, 12, м. Харків, 61002, Україна*

The paper investigates the interaction of the tram to the rail in the area of isolated irregularities butt. Considered the transport of the complex mechanical "train track at the site of butt irregularities". The dependences of the deflections of the receiving rail track sleepers under the all phase of their growth from the operating and structural parameters of the rolling stock and the track structure.

Досвід експлуатації свідчить, що проблему взаємодії транспортного засобу і колії необхідно розв'язувати комплексно, а саме, з позицій взаємодії в системі «вагон, як багатовимірна дискретна механічна система – верхня будова колії, як континуальна система». Термін служби рухомого складу і рейок колії є функцією спільної роботи рухомого складу і рейкової колії, механічних, конструктивних і геометричних характеристик рухомого складу і верхньої будови колії, умов їхньої експлуатації.

Практика показує, що найбільш слабкою ланкою механічної системи «вагон – рейкова колія» є стикові нерівності колії – рейкові стики. Вузли і агрегати зазнають впливу динамічних сил взаємодії між вагонами і верхньою будовою колії, які в свою чергу, змінюються як за часом, так і за напрямком і мають ударний характер при русі вагону. Змінна жорсткість за довжиною верхньої будови колії і нерівномірне за довжиною накопичення в ньому залишкових деформацій є причиною нерівності

рейки. Дослідження показують, що найбільше осідання баластового шару відбувається в місцях стикових нерівностей під шпалами приймаючої рейки. Це пов'язано з тим, що у цих місцях рейка, зазвичай, зазнає найбільше динамічне навантаження ударного типу. Для визначення прогинів приймаючої рейки під першою шпалою застосовано метод статично-динамічного розрахунку, який включає етап розрахунку висоти стикової нерівності в режимі статичного навантаження віддаючої і приймаючої рейок колії з урахуванням фази руху вагону (проходження стику відповідною колісною парою) і етап динамічного розрахунку прогинів приймаючої рейки під першою шпалою. При статичному розрахунку прогинів рейки використовується модель багатопрогонової балки на 23 пружних опорах (22 шпали і спирання на сусідню рейку через працюючу накладку), що дозволяє визначити параметри спирання рейки з урахуванням жорсткості з'єднання. Аналізуються прогини віддаючої і приймаючої рейок з урахуванням відповідної фази руху вагону. Прогини приймаючої рейки колії під першою шпалою, як наслідок ударної динамічної взаємодії вагону з приймаючою рейкою у місці стику розглянуто з урахуванням експлуатаційних і конструктивних параметрів транспортного засобу: завантаження вагону, швидкість в зоні стику (доударна швидкість), зведена маса колеса з візком, швидкість його центру мас, довжина стику.

Досліджено ударна взаємодія в дискретно-континуальному механічному комплексі «вагон-колійна пара – рейкова колія» на базі динамічної моделі, що враховує розсіювання енергії в опорах рейки, а також кут зсуву її перерізу. Враховується актуальна координата колеса, яка, визначає поточне лінійне положення колеса вздовж рейки в умовах їх сумісної механічної взаємодії. На практиці отримані результати використовуються при дослідженні параметрів пружного осідання першої шпали приймаючої рейки для різних типів взаємодії і граничних умов її закріплення. На їхній основі розв'язується задача впливу механічних і конструктивних параметрів транспортного засобу на прогини віддаючої і приймаючої рейок.

УДК 539.3

МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ РЕАКЦІЇ СИСТЕМИ ТУРБОАГРЕГАТ-ФУНДАМЕНТ АТОМНИХ ЕНЕРГОБЛОКІВ НА СЕЙСМІЧНЕ ЗБУРЕННЯ

DYNAMIC RESPONSE PREDICTION METHOD OF NUCLEAR POWER UNITS TURBINE-FOUNDATION SYSTEM UNDER SEISMIC ACTION

Микола Шульженко, Павло Гонтаровський, Наталія Гармаш

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

Method and software for analysis of turbine-foundation system under seismic action are proposed. The software package is based on the finite element method with the direct integration of the motion equations by Newmark's method. The rod computational models for solve problems forced flexural, longitudinal, torsional vibrations and transients shafting on complex elastic-damper supports are used. The results of analysis of turbine K-1100-23,5/25 are shown.

При створенні потужних турбоагрегатів необхідна оцінка реакції конструкції на сейсмічні збурення. При цьому прогнозуються силові фактори, що з'являються в окремих елементах турбоагрегата, насамперед у його кріпленнях на фундаменті, та оцінюється можливість зачіпання роторів валопроводу за корпус. При дослідженні динамічних процесів у турбоагрегатах на сейсмічне навантаження необхідно врахувати взаємодію турбоагрегата і фундаменту. При цьому можуть використовуватись варіанти розрахункових моделей різного рівня складності.

У даній роботі розрахункова модель динамічної системи турбоагрегат-фундамент включає фундаментну плиту з трьома конденсаторами, рамно-стіновий фундамент, на якому встановлено корпуси циліндрів високого і низького тиску, корпуси генератора та збудника, а також виносні підшипники, на які опирається валопровід із декількох роторів. Сейсмічне збурення передається від ґрунту на нижню фундаментну плиту. Податливість ґрунту враховується моделлю Вінклера.

Основні елементи представляються системою стержнів і зосереджених мас з моментами інерції. Вони поєднуються у вузлах за допомогою лінійних чи нелінійних пружно-демпферних елементів або абсолютно жорстко. Пластинчаті складові фундаменту моделюються решітками із стержнів, чим враховуються податливість і інерційні властивості його елементів. Характеристики корпусу циліндра низького тиску визначались на основі розрахунків просторової скінченноелементної моделі за допомогою програмного комплексу ANSYS. Стержневою моделлю корпусів в системі враховувались одержані за попередніми дослідженнями її динамічні характеристики. Ділянки роторів з облопаченими дисками моделювались трубчастими стержневими елементами відповідної форми з урахуванням маси облопачених дисків.

Задача розв'язувалась програмним комплексом, створеним на основі методу скінченних елементів, із графічним інтерфейсом для зображення геометрії, картини деформування та графіків зміни в часі переміщення, швидкості та прискорення окремих точок конструкції. Інтегрування рівнянь руху виконується методами Ньюмарка або Вілсона. В стержневих елементах із розподіленими параметрами враховуються всі види деформацій, які мають місце при збуренні коливальних. У програмному забезпеченні використовуються матриці спеціальної структури, які дозволяють досягти високої швидкодії при проведенні розрахунків.

Виконано аналіз коливальних при сейсмічних навантаженнях турбоагрегата К-1100-23,5/25 атомного енергоблоку. Розрахунки виконувались за двома створеними моделями різної складності, для яких отримано близькі результати. Використовувались синтезовані та реальні сейсмограми.

Оцінено коливальні та динамічну навантаженість найбільше відповідальних елементів за фіксацію турбоагрегата на фундаменті при сейсмічних збуреннях.

УДК 621.9.04

КРИТЕРІЙ ЗВ'ЯЗАННОСТІ КОЛИВАНЬ ТРЕНАЖЕРА ЕКІПАЖІВ МОБІЛЬНИХ МАШИН

CRITERION OF CONNECTIVITY OF VIBRATION THE SIMULATOR OF MOBILE MACHINES CREWS

Віктор Яглінський, Аймен Обайді

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

The paper presents some aspects of research criterion connectivity of vibration the dynamic exercise of mobile machine on the basis of hexapod. In article analytical dependences of definition of a range of the main frequencies of mechanics system of the dynamic simulator of crews of mobile vehicles are developed. By results of numerical modeling ranges of the main frequencies and border of change of the offered criterion are determined.

Під час тренувань екіпажів мобільних машин виникають коливання механізмів тренажерів, які впливають не тільки на точність і швидкість відпрацювання траєкторії, але й на надійність усієї системи та акселераційне навантаження екіпажу. Невирішеною проблемою залишається надійність функціонування тренажерів при резонансних режимах, під час критичних перевантажень, в умовах нестійкості орієнтації і позиціонування та у непередбачених ситуаціях. Дослідження спектру головних частот тренажера-гексапода в залежності від просторової орієнтації є актуальною науковою проблемою, що має практичне значення для оборонної галузі України.

Для моделювання коливальних процесів, їх впливу на функціонування тренажерних систем та адекватного аналізу результатів необхідне інформаційне середовище для розв'язку динамічних та вібродіагностичних задач під час проектування, випробувань та експлуатації тренажерів на основі механізмів паралельної структури. Рівень взаємного впливу коливальних одних ланок тренажера на коливання інших пропонується оцінювати за критерієм

$$\gamma_{\text{вн}} = \left(\prod_{i=1}^N \omega_i - \prod_{i=1}^N \omega_{\text{П}i} \right) / \prod_{i=1}^N \omega_i,$$

де $\omega_i, \omega_{\text{П}i}$ – головні і парціальні частоти вільних коливань пружної системи; N – число ступенів вільності моделі тренажера.

Критерій набуває значень у межах від 0 до 1,0. Якщо значення $\gamma_{\text{вн}}$ близьке до одиниці, то динамічна зв'язність коливань ланок є «сильною», тобто коливання однієї ланки суттєво впливають на коливання інших ланок. Якщо ж коефіцієнт близький до нуля ($\gamma_{\text{вн}} \sim 0$), то динамічна зв'язність коливань є «слабкою». У цьому випадку створюються необхідні умови для обмеження розповсюдження коливань за силовими потоками і зниження внаслідок цього динамічного навантаження ланок та кінематичних пар. Розроблено та опрацьовано аналітичні моделі, які надають змогу обрати оптимальні режими функціонування тренажера з попередньо відомими спектрами головних частот та граничними значеннями критерію зв'язності коливань.

1. Яглинський, В.П. Кінематика обладнання на основі механізмів паралельної структури [Текст] / В.П. Яглинський // Раздел коллект. монографии: Прогрессивное машиностроительное оборудование. – М., Изд. дом "Спектр", 2011. – С. 86 – 132. 2. Яглинський, В.П. Кінематика комбінованого модульного динамічного тренажера [Текст] / В.П. Яглинський, А. Обайді // Технологический аудит и резервы производства. – 2014. – № 2/1 (16). – С. 38 – 41.

www

СЕКЦІЯ 2

МАТЕМАТИЧНІ ТА ФІЗИЧНІ ПРОБЛЕМИ ТЕОРІЇ ТРІЩИН У
МЕХАНІЦІ

УДК 539.421.013

УДОСКОНАЛЕННЯ МОДЕЛЕЙ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ ТРУБЧАСТИХ ОСЕЙ

MODIFICATION OF THE FATIGUE MODELS OF HOLLOW AXLES

Сергій Гутиря¹, J. Ariza De Miguel²

¹Одеський національний політехнічний університет,
проспект Шевченка, 1, м. Одеса, 65044, Україна;

²Bilbao School of Engineering, Urkixo zutarkalea,
z/g Basque Country, Bilbao, 48013, Spain

Запропоновано узагальнюючу аналітичну модель геометрії поверхневої втомної тріщини для трубчастої осі при згинанні. Розроблено метод корегування значень КІН, що враховує особливості розвитку втомної тріщини внаслідок згину осі з обертанням. Опрацьовано аналітичну методiku визначення залишкового ресурсу трубчатих осей за критерієм допустимої глибини втомної тріщини.

Hollow axles are nowadays employed in high-speed trains, in rolling mill transmissions, in paper mills, in the textile industry, in industrial gearboxes, etc. In all these cases the mechanical specifications of the finished part are very demanding: safety and total cycle life are very precisely defined, its dimensions and weigh are limited, and the possibility of easy quality monitoring is required. Hollow railway axles have several advantages when compared with solid ones: bogies have a lower dead weight, and they facilitate ultra-sound control of cracks appearing on wheel seats.

As their fatigue behaviour is concerned, they are less sensible to fatigue cracks than solid axles, i.e. their mechanical resistance is not as much diminished in their presence [1, 2]. Fatigue surface cracks on axles have a semielliptical form, and those on hollow axles do not differ much from the ones on solid ones, at least up to the point when the crack crosses the inner surface. From this moment onwards they develop naturally in another way.

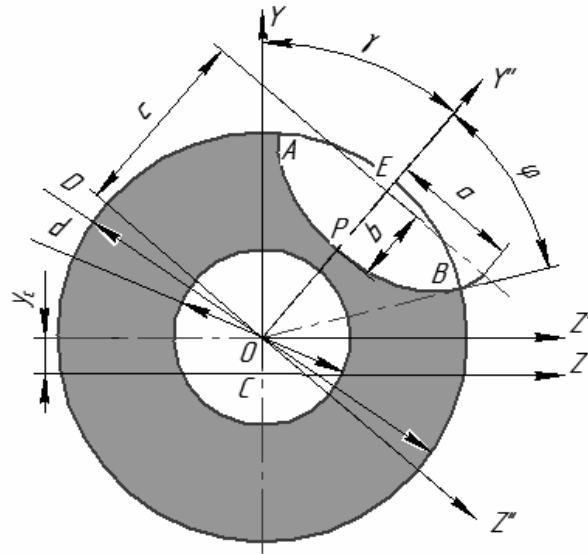
Existing practical calculation methods do not provide the reliability required by modern railway axles, which are therefore calculated by complex computer programmes. It is to be wished for, from the point of view of mechanical design, a simplified hollow axle calculation method which would render satisfactory results for part life, its resistance, and fulfillment of strict product requirements.

These surface cracks are currently modelled analytically by means of a one-parameter ellipse (1, see drawing), which have the peculiarity of having its size and the position of its centre defined just by the crack-opening angle φ [1, 2]. This way, the three conditions observed in fractographies and in the results of numerous experimental samples are fulfilled: the initial form of the crack is a circle arc; the relation observed by *Fonte M.* is observed [3, 4]; the perpendicularity condition observed by *Carpinteri A.* is observed [5].

This new model simplifies significantly calculations, as it proves that any crack, notwithstanding its initial shape, tends to it. Thus, it can be applied to any mathematical solution -polynomial approximation- of SIF values existing in technical literature, vg. [6], and therefore, through the equations in [7], the amount of remaining cycles from the detection of a crack till failure can be easily obtained, which in hollow axles is considered to happen when the crack enters the axle inner surface.

Nonetheless, existing polynomial approximations refer to axles under alternating bending, without rotation. A mathematical model enabling the conversion of these data into rotating axles has been developed

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{D \cdot \sin \varphi}{2\sqrt{2}} \cdot \left[1 + \sqrt{1 + \left(\frac{4b}{D \cdot \cos \varphi} \right)^2} \right]^{0.5}; \\ b &= \frac{D \cdot \varphi}{\pi} \left[1 + \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) \cos \varphi \right]; \\ c &= \frac{D \cdot \cos \varphi}{2} \cdot \left[1 + \left(\frac{b \sin \varphi}{a \cos \varphi} \right)^2 \right]. \end{aligned} \right\} (1)$$



[8], giving satisfactory results, as it has been checked by FEM and comparing its results with experimental facts [5].

1. Гутыря, С.С. Характеристики прочности трубчатых осей при развитии усталостной трещины / С.С. Гутыря, Ю.М. Хомяк, Й. Ариза Де Мигель // Праці Одеського політехн. ун-ту: Науковий та науково-виробничий збірник. – Одеса: ОНПУ, 2013. – Вип. 3(42).– С. 17-22.
2. Ariza De Miguel, J. Propiedades estructurales de ejes huecos y solidos con una grieta plana / J. Ariza De Miguel, S.S. Gutyrva, Y.M. Jomyak // Ingenieria Mecanica. – Vol. 17(2). – 2014, P. 168-175.
3. Fonte, M. Stress Intensity Factors for semi-elliptical surface cracks in round bars under bending and torsion / M. Fonte, M. Freitas // International Journal of Fatigue. – Vol. 21. – 1999, – P. 457-463.
4. Freitas, M. Effect of steady torsion on fatigue crack initiation and propagation under rotating bending: Multiaxial fatigue and mixed-mode cracking / M. Freitas, L. Reis, M. Fonte, B. Li // Engineering Fracture Mechanics. – Vol. 78. – 2011, – P. 826-835.
5. Carpinteri, A. Fatigue growth simulation of part-through flaws in thick-walled pipes under rotary bending / A. Carpinteri, R. Brighenti, A. Spagnoli // International Journal of Fatigue. – Vol. 22. – 2000, – P. 1 – 9.
6. Orynyak, I.V. Analysis of Stable Crack Growth on the Basis of a Two-Criterion Approach / I.V. Orynyak, S.A. Radchenko // Strength of Materials. – Vol. 33. – 2001, – P. 535-547.
7. Paris, P.C. A critical analysis of crack propagation laws / P.C. Paris, F Erdogan // Trans. ASME Series D, Journal of Basic Engineering. – 163, 1963 – Vol. 85. – P. 528-534.
8. Ariza De Miguel, J. Tensiones en ejes huecos con una grieta superficial bajo flexion rotativa / J. Ariza De Miguel, S.S. Gutyrva, Y.M Khomiak // Revista DYNA. – Vol. 89(1). – 2014, – P. 85-88.

УДК 539.3

МІЦНІСТЬ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНИХ ПЛАСТИН З ДВОМА ПЕРПЕНДИКУЛЯРНИМИ РОЗРІЗАМИ (АБСОЛЮТНО ЖОРСТКИМИ ВКЛЮЧЕННЯМИ)

STRENGTH OF ELASTIC-PLASTIC PLATES WITH TWO PERPENDICULAR CUTS (RIGID INCLUSIONS)

Ігор Кузь¹, Ольга Кузь², Назарій Пиз¹

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

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

A variety of problems concerning all-round stretching of elastic-plastic plates with two perpendicular cuts (or with the rigid inclusions of the same size) is numerically solved. The zones of evolution of plastic

deformations for step enlarging of the loading are constructed, the remaining deformations after unloading and the limit loads are obtained.

Розвинуто застосування варіаційно-різницевого методу розв'язування задач теорії малих пружно-пластичних деформацій до лінійно зміцнюваних пластин з концентраторами напружень з урахуванням їхнього розвантаження та здійснено підбір ітераційних параметрів методів розв'язування отриманих після дискретизації систем лінійних та нелінійних алгебричних рівнянь. За допомогою розвинутого варіаційно-різницевого методу отримано числовий розв'язок таких задач: всебічний розтяг пружно-пластичної пластини з двома перпендикулярними розрізами (рис.1); всебічний розтяг пружно-пластичної пластини з розрізом і таким самим за розмірами перпендикулярним абсолютно жорстким включенням замість другого розрізу; всебічний розтяг пружно-пластичної пластини з двома перпендикулярними абсолютно жорсткими включеннями замість розрізів.

На рис.1 подано геометрію пластини з двома перпендикулярно розташованими розрізами однакового розміру, відстань між якими дорівнює більшому розміру розрізів, та крайовими умовами на зовнішній межі. Тут введено безрозмірні координати $x^0 \equiv x/d$ та $y^0 \equiv y/d$, де d – менший розмір розрізів. Розрізи є вільними від навантажень ($s_{nn} = 0$, $s_{nt} = 0$). До усіх країв пластини прикладене безрозмірне рівномірне нормальне напруження $P^0 \equiv P/\sigma_s$, де s_s – межа течіння. Наявність абсолютно жорсткого включення замість розрізу змодельовано нульовими переміщеннями його межі.

Побудовано зони еволюції пластичних деформацій в пластинах за покрокового збільшення навантаження та діаграми розподілу інтенсивності тензора залишкових деформацій після їхнього повного розвантаження. З'ясовані напруження, за яких досягаються межі течіння та міцності в пластинах з такими концентраторами напружень.

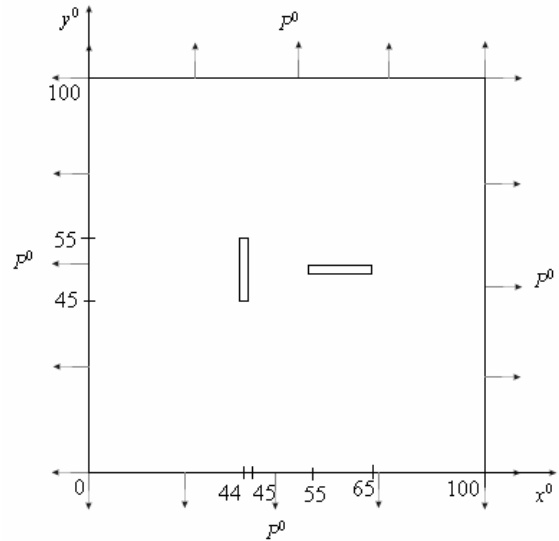


Рис. 1. Пластина з двома перпендикулярними розрізами, відстань між якими дорівнює більшому розміру розрізу, та крайовими умовами на зовнішній межі

УДК 539.375

ПРО УРАХУВАННЯ СЛАБО РОЗВИНУТОЇ ПЛАСТИЧНОСТІ В ЗАДАЧІ ДЛЯ КУСКОВО-ОДНОРІДНОЇ ПЛОЩИНИ З ВНУТРІШНЬОЮ ПІВНЕСКІНЧЕНОЮ ТРІЩИНОЮ

ON ACCOUNTING OF POORLY DEVELOPED PLASCTY IN THE PROBLEM FOR PIECE-HOMOGENEOUS PLANE WITH INLAYING INFINITY CRACK

Анатолій Камінський¹, Леонід Кіппіс², Тетяна Поліщук²

¹Інститут механіки ім. С.П. Тимошенка НАН України,
вул. Нестерова, 3, м. Київ, 03057, Україна;

²Уманський державний педагогічний університет імені Павла Тичини,
вул. Садова, 2, м. Умань, 20300, Україна

The elastoplastic problem piece-homogeneous with inlaying infinity crack is considered. The solution of corresponding boundary-value problem is constructed by the Wiener–Hopf method.

В умовах плоскої деформації у рамках статичної симетричної задачі розглянемо кусково-однорідну площину з межею поділу середовищ в формі сторін кута, яка складена з ізотропних лінійно-пружних частин, що сполучені між собою тонким пружнопластичним з'єднуючим шаром.

Перша частина є жорсткішою, ніж друга, якій відповідає кут 2α і яка містить внутрішню півнескінченну тріщину. Береги тріщини знаходяться під дією тиску, розподіленого за законом F/r^2 , $r \geq L$.

Зі зростанням навантаження біля кутової точки межі поділу середовищ з'являється і розвивається маломаштабна пластична зона у вигляді міжфазних смуг, що виходять з цієї точки.

Оскільки з'єднуючий матеріал є пружнопластичним, переважні деформації у зоні, що утворилася, розвиваються за механізмом зсуву. Тому смужку-зону моделюватимемо лінією розриву дотичного переміщення, на якій дотичне напруження дорівнює границі текучості на зсув. Таким чином, приходимо до задачі теорії пружності для кусково-однорідного тіла клиноподібної конфігурації з розрізами.

З урахуванням малості міжфазних розрізів у відповідності до підходу механіки квазікрихкого руйнування задачу теорії пружності, що розглядається (задача вцілому), розкладемо на зовнішню і внутрішню задачі. Зовнішньою є аналогічна задача без міжфазних розрізів, а внутрішньою – без тріщини. У внутрішній задачі на нескінченності головні члени розвинень напружень в асимптотичні ряди співпадають з головними членами розвинень напружень в асимптотичні ряди біля кутової точки у зовнішній задачі.

Для побудови точних розв'язків зовнішньої і внутрішньої задач використано метод Вінера–Хопфа. На основі цих розв'язків з умови обмеженості напружень біля кінця лінії розриву дотичного переміщення виведено формулу для визначення довжини пластичної зони.

Аналіз одержаних результатів дозволив виявити такі механічні ефекти. Довжина слабо розвинутої міжфазної пластичної зони зростає за степеневим законом зі зростанням навантаження. Чим більша границя текучості на зсув, тим менша довжина пластичної зони. Чим менша відстань між кутовою точкою і кінцем тріщини, тим більша довжина пластичної зони.

Зі зростанням кута α від нуля до $p/2$ і від $p/2$ до π довжина пластичної зони спочатку збільшується, а потім зменшується. Зі зростанням відношення модулів Юнга $E_1/E_2 > 1$ довжина пластичної зони зростає. При цьому гострий і тупий кути максимальної довжини пластичної зони зменшуються. Кут найбільшої довжини пластичної зони є гострим.

УДК 539.4

СТАТИСТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МІЦНОСТІ МАТЕРІАЛІВ З УРАХУВАННЯМ ВІДХИЛЕНЬ ФОРМИ ДЕФЕКТІВ

STATISTIC STRENGTH MATERIALS CHARACTERISTICS WITH CONSIDERATION OF DEFECTS SHAPE DEVIATION

Роман Квіт

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

The problem of plate statistic strength characteristics with curvilinear crack under the conditions of tension by uniform loading is carrying out. The stationary random function is used for crack line description. The influence of stochastic deviation from rectilinear crack form is explored. The expressions of limit loading mean value and variance, change strength factor are obtained.

Розглянуто пластину з ізотропного матеріалу за умов розтягу однорідним навантаженням p , яка містить дефект-тріщину. Тріщина за формою є близькою до прямолінійної, що більш адекватно описує структуру матеріалу. Відповідно до методики роботи [1], для опису лінії тріщини застосовуємо стаціонарну випадкову функцію

$$d(x) = \sum_{n=0}^{\infty} \left(A_n \cos \frac{pn}{2l} x + B_n \sin \frac{pn}{2l} x \right) \quad (-l \leq x \leq l),$$

де A_n, B_n – розподілені за нормальним законом некорельовані випадкові величини з нульовими математичними сподіваннями і дисперсіями D_n .

Середнє значення руйнівного навантаження записуємо у вигляді

$$\langle p_* \rangle = \frac{K_{Ic}}{\sqrt{\rho l}} \left(1 - \frac{3s_d^2}{8l^2} H_d \right), \text{ де } H_d = \sqrt{8m_d^2 + 1} - 1 + \frac{p^2}{4} m_d^2 + \frac{2m_d^2 + 1 - \sqrt{8m_d^2 + 1}}{4m_d^2 - 1 - \sqrt{8m_d^2 + 1}}. \quad (1)$$

Тут K_{Ic} – критичне значення коефіцієнта інтенсивності напружень K_I , s_d – середнє квадратичне відхилення випадкової функції $d(x)$, m_d – математичне сподівання середнього числа перетинів функцією $d(x)$ осі Ox на проміжку $(-l, l)$ [2].

Дисперсія руйнівного навантаження має наступне представлення

$$D(p_*) = \frac{9K_{Ic}^2}{32\rho l} \left(\frac{s_d}{l} \right)^4 H_d^2 \quad (2)$$

На основі виразів (1) та (2) отримуємо формулу для коефіцієнта варіації міцності

$$W(p_*) = \frac{3 \left(\frac{s_d}{l} \right)^2 H_d}{4\sqrt{2} \left(1 - \frac{3}{8} \left(\frac{s_d}{l} \right)^2 H_d \right)}. \quad (3)$$

Проведено обчислення і здійснено порівняння точних представлень (1) – (3) статистичних характеристик міцності пластини з тріщиною, близької до прямолінійної, з отриманими у роботі [1] наближеними виразами. Досліджено вплив на вказані статистичні характеристики міцності стохастичних відхилень, зокрема середнього квадратичного відхилення висоти нерівностей її поверхні.

1. Витвицкий П.М., Попина С.Ю. Прочность и критерии хрупкого разрушения стохастически дефектных тел. – К.: Наук. думка, 1980. – 186 с. 2. Хусу А.П., Витенберг Ю.Р., Пальмов В.А. Шероховатость поверхностей (теоретико-вероятностный подход). – М.: Наука. – 1975. – 343с.

УДК 539.3

ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ БІЛЯ КРАЙОВИХ ТРІЩИН В АНІЗОТРОПНИХ ПЛАСТИНКАХ

DETERMINATION OF STRESS NEAR EDGE CRACKS IN ANISOTROPIC PLATES

Олеся Максимович, **Віктор Божидарнік**, Олександр Іллюшин

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

The novel approach is developed for stress determination near edge cracks in anisotropic plates. For determination of stresses the integral equations are derived, which satisfy the boundary conditions at a hole identically. Moreover, the known integral equations for internal cracks are modified for edge cracks such that the displacement continuity conditions hold. The solution of these equations is obtained numerically with the mechanical quadrature approach. The calculations are provided for stress intensity factors (SIF) of edge cracks at an elliptic hole, half-plane boundary, crooked crack. The asymptotic relations are presented for determination of SIF for crooked cracks with section of infinitely small size.

У літературі найбільш детально розвинено методи розрахунку напружень біля крайових тріщин у ізотропних пластинках. Значно менше вивчені такі питання при врахуванні анізотропії для композитних тонкостінних елементів конструкцій.

Розглянуто анізотропну пластинку з отворами, послаблену крайовими тріщинами. Приймали, що вона навантажена на нескінченності (для пластинок із безмежними розмірами) та зосередженими силами. Спочатку записано модифіковані інтегральні рівняння для пластинок із отвором і внутрішніми тріщинами відносно похідних від стрибків переміщень берегів таким чином, щоби умови на межі отвору задовольнялись тотожно. При розгляді крайових тріщин додатково враховано, що у її вершині, яка виходить на отвір, має місце ненульовий стрибок переміщень. У результаті отримано інтегральні рівняння, за яких умови однозначності переміщень виконуються автоматично. Вони розв'язувались методом механічних квадратур та зведені до системи лінійних алгебричних рівнянь, коефіцієнти яких обчислюються через введені допоміжні функції. Для реалізації запропонованого підходу достатньо побудувати розв'язок допоміжної задачі теорії пружності для пластинки з отвором.

Детально розглянуто пластинку з крайовими тріщинами біля еліптичного отвору. Досліджено вплив анізотропії на КІН для прямолінійної тріщини залежно від форми отвору, нахилу та довжини тріщини. Встановлено випадки, коли анізотропія мало або істотно впливає на напруження біля тріщин. Вивчено взаємодію системи крайових тріщин у анізотропних пластинках. Із проведених досліджень для системи 3÷40 горизонтальних або нормальних до кругового отвору крайових тріщин при односторонньому або всебічному розтягу можна зробити висновок: із системи тріщин підростатимуть крайні тріщини, якщо напрямок з більшою жорсткістю матеріалу паралельний тріщинам та центральна тріщина – якщо тріщини перпендикулярні до цього напрямку.

Виконано розрахунок напружень у протилежній до тріщини області на круговому отворі, які дають можливість оцінити ефективність способу зупинки розвитку тріщини шляхом висвердлювання отвору біля її вершини. Зокрема, встановлено, що для композитних пластинок із тріщиною, паралельною напрямку армування, напруження виявились близькими між собою та для ізотропного матеріалу.

Досліджено випадок ламаної тріщини, який отримано на основі розгляду еліптичного отвору, що вироджується в тріщину. Вивчено залежність КІН від нахилу бічних ланок та анізотропії матеріалу. Окремо розглянуто випадок тріщин з нахиленою ланкою нескінченно малої величини. Для цього приймалось, що основна тріщина є півнескінченною. Отримано методом найменших квадратів практично точні співвідношення для КІН залежно від нахилу бічної тріщини для різних композитних матеріалів, які узагальнюють відомі в літературі формули для ізотропних пластинок.

УДК 539.375

ПРУЖНА РІВНОВАГА КУСКОВО-ОДНОРІДНОЇ ПЛОЩИНИ З ПІВНЕСКІНЧЕННОЮ ТРІЩИНОЮ

ELASTIC EQUILIBRIUM OF PIECE-HOMOGENEOUS PLANE WITH SEMI-INFINITE CRACK

Володимир Назаренко, Олександр Кіпніс

*Інститут механіки ім. С.П. Тимошенка НАН України,
вул. Нестерова, 3, м. Київ, 03057, Україна*

An exact solution of symmetric problem of composites fracture mechanics on the elastic equilibrium of piece-homogeneous isotropic plane with the interface of media in the form of the sides of angle, which contains an interior semi-infinite loaded crack is constructed by the Wiener – Hopf method.

Розглянуто плоскі симетричну задачу про пружну рівновагу кусково-однорідної ізотропної площини з межею поділу середовищ у формі сторін кута, яка в одній з частин містить внутрішню півнескінченну тріщину нормального розриву. Береги тріщини знаходяться під дією тиску.

З використанням апарату інтегрального перетворення Мелліна задачу зведено до функціонального рівняння Вінера – Хопфа у смугі комплексної площини, що містить уявну вісь. Факторизація коефіцієнта рівняння на уявній осі здійснюється шляхом його розщеплення на функцію, яка факторизується за допомогою гамма-функцій, і функцію, яка факторизується за формулою Гахова. З використанням цих факторизацій побудовано точний розв’язок рівняння Вінера – Хопфа, який виражається через інтеграли типу Коші та гамма-функції. На основі даного розв’язку виведено формулу для коефіцієнта інтенсивності напружень у кінці тріщини.

Досліджено поведінку напружень біля кутової точки. Показано, що кутова точка O є особливою точкою розглянутої крайової задачі теорії пружності. Вона являє собою гострокінцевий концентратор напружень. При наближенні точки області до точки O напруження прямують до нескінченності.

Особливість напружень у точці O степенева. Показник степеня сингулярності напружень залежить від кута, відношення модулів Юнга та від коефіцієнтів Пуассона. Цей показник являє собою єдиний на інтервалі $] -1; 0[$ корінь певного трансцендентного рівняння.

Проаналізовано залежність показника степеня сингулярності напружень від кута та відношення модулів Юнга. Вивчено вплив зміни параметрів задачі на рівень концентрації напружень біля кутової точки. Зі зростанням кута від нуля до ρ концентрація напружень біля кутової точки спочатку посилюється, а потім послаблюється. Чим більше відрізняються матеріали, тим сильніша концентрація напружень біля кутової точки.

УДК 539.3

ЗГИН КРУГЛОЇ ПЛАСТИНИ З КРАЙОВОЮ РАДІАЛЬНОЮ ТРІЩИНОЮ З УРАХУВАННЯМ ЛІНІЙЧАСТОГО КОНТАКТУ ЇЇ БЕРЕГІВ

BENDING CIRCULAR PLATE WITH AN EDGE RADIAL CRACK CONSIDERING ITS INTERFACE CONTACT

Віктор Опанасович, Микола Слободян, Іван Звізло

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

This paper solved the problem of circular plate bending with boundary radial crack along which smooth contact the line on all length the crack. Using the methods of the theory of complex variable, complex potentials and problems of linear conjugation obtained a system of singular integral equations, which is solved by numerical method of mechanical quadrature. The numerical analysis of the problem is conducted.

Розв’язана задача про згин круглої ізотропної пластини радіуса R завтовшки $2h$ з наскрізною прямолінійною тріщиною завдовжки $2l$, береги якої вільні від зовнішнього навантаження. Припускається, що під дією розподіленого згинального моменту M_0 береги тріщини приходять у гладкий контакт по лінії по всій довжині тріщини на верхній основі пластини (див. рис. 1). Виберемо в центрі серединної площини пластини початок декартової системи координат Oxy , направивши вісь Oz перпендикулярно до неї. Введемо в площині Oxy полярну систему координат r і θ з полюсом у точці O та полярною віссю Ox . Пов’яжемо з тріщиною декартову систему координат $O_1x_1y_1$. Лінію, де розміщена тріщина, позначимо через L_1 , границю круглої пластини – L .

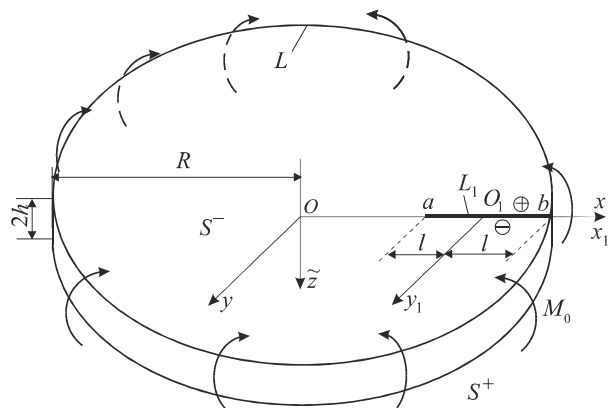


Рис. 1. Схема навантаження пластини та розміщення тріщини

Крайові умови задачі:

$$\begin{aligned}\sigma_{rr} &= 0, \quad \sigma_{r\theta} = 0, \quad M_r = M_0, \quad P_r = 0, \quad x \in L, \\ \sigma_{y_1 y_1}^\pm &= -N/(2h), \quad \sigma_{x_1 y_1}^\pm = 0, \quad P^\pm = 0, \quad x_1 \in L_1, \\ M_{y_1}^\pm &= hN, \quad [v_{II}] + h[\partial w / \partial y_1] = 0, \quad x_1 \in L_1,\end{aligned}$$

де N – контактне зусилля між берегами тріщини, $\sigma_{x_1 y_1}$, $\sigma_{y_1 y_1}$, σ_{rr} і $\sigma_{r\theta}$ – компоненти тензора напружень у декартовій і полярній системах координат відповідно, v_{II} – проекція вектора переміщень на вісь $O_1 y_1$ у плоскій задачі, w – прогин пластини в задачі згину, M_r і M_{y_1} – згинальні моменти, P_r – узагальнена в сенсі Кірхгофа перерізувальна сила; $[f] = f^+ - f^-$.

За рахунок контакту берегів тріщини розв’язок задачі подано у вигляді розв’язків двох задач: плоскої задачі теорії пружності та задачі згину (класична теорія). З використанням комплексних потенціалів для плоскої задачі теорії пружності і класичної теорії згину пластини, розв’язок задачі зведено до задач лінійного спряження, на основі яких отримано систему сингулярних інтегральних рівнянь відносно стрибка кутів повороту на берегах тріщини у задачі згину та стрибка переміщень на берегах тріщини у плоскій задачі. Отримана система сингулярних інтегральних рівнянь розв’язана числово за допомогою методу механічних квадратур. Проведено числовий аналіз контактного зусилля між берегами тріщини, коефіцієнтів інтенсивності зусиль і моментів.

УДК 539.3

ВПЛИВ КРУГОВОЇ ПОРОЖНИНИ І КРУГОВОГО ВКЛЮЧЕННЯ НА РОЗПОДІЛ НАПРУЖЕНЬ У БЕЗМЕЖНІЙ ПЛИТІ ПРИ РОЗТЯГУ

INFLUENCE A CIRCULAR CAVITY AND CIRCULAR INCLUSION ON STRESS CONCENTRATION IN INFINITE PLATE UNDER TENSION

Олександр Пономаренко

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

Consider diagnose stress concentration of an infinite plate, having a circular cavity and circular inclusion under tension. The analysis is treated by applying bipolar coordinates with the help of perturbation method.

Значна кількість сучасних конструкційних матеріалів, які застосовуються при проектуванні машинобудівних конструкцій, руйнується переважно шляхом поширення тріщин. Виникнення і поширення тріщин, що призводить до повної втрати працездатності деталей машин і конструкцій, ініціюють наявні в них порожнини, включення та інші дефекти технологічного і конструктивного характеру. Особливо небезпечними з них є жорсткі включення, що викликають велику концентрацію напружень біля своїх ділянок межі.

У цій роботі аналізується розподіл напружень і концентрація напружень у безмежній пластині, що містить кругову порожнину і кругове включення, при одноосному і двохосному розтягу. Розміри порожнини, включення і пружні сталі включення та пластини припускаються різними. Контур порожнини вільний від навантажень. Пластина та включення перебувають в умовах ідеального зчеплення. Аналіз проводиться з використанням біполярних координат, при цьому припускається, що пластина перебуває в умовах узагальненого плоского напруженого стану. Записується функція напружень E_r та граничні умови для визначення її невідомих коефіцієнтів. В отриманих формулах застосовується спосіб, заснований на методі збурень. Розв’язування задачі полягає у спільному розв’язуванні рівнянь пружної рівноваги для області, зайнятої порожниною, включенням та основним матеріалом пластини і спряженні знайдених розв’язків по межі поділу.

Досліджено вплив пружних властивостей включення і основного матеріалу пластини, розміщення і розмірів порожнини та включення на величину концентрації напружень.

**ВПЛИВ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ НА МІЦНІСТЬ ЗВАРНИХ ОБОЛОНКОВИХ
МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ З ПОЗДОВЖНИМИ ПОВЕРХНЕВИМИ ТРІЩИНАМИ
У ЗОНІ ЗВАРНОГО ШВА****INFLUENCE OF RESIDUAL STRESSES ON THE STRENGTH OF WELDED SHELL MACHINE-
BUILDING STRUCTURES WITH LONGITUDINAL SURFACE CRACKS IN THE WELD ZONE****Юрій Пороховський***Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна*

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

Для оцінювання розподілу залишкових напружень у зварному шві розглянуто прямолінійну ділянку оболонки товщини h під дією внутрішнього тиску і зварним з'єднанням із зовнішнім поверхневим дефектом у кільцевому монтажному шві, який моделюється поздовжньою поверхневою півеліптичною тріщиною з півосями a і c у круговому циліндрі. Оцінювання міцності ділянки зварного шва з дефектами типу тріщин проводилось за допомогою діаграми руйнування [1, 2], яка є граничною кривою, що визначає межу міцності між небезпечним та безпечним станом конструкції і дозволяє одночасно аналізувати два граничні стани – крихкий та в'язкий.

На основі наведених у [3] таблиць розроблено програмне забезпечення, яке на основі триваріантної квадратичної інтерполяції, дозволяє обчислити коефіцієнти впливу для довільних геометричних параметрів труби та розмірів тріщин.

Оцінювання впливу залишкових напружень на коефіцієнт запасу міцності (КЗМ) розрахунок проводився на зовнішній та внутрішній поверхнях труби діаметром 60 мм з товщиною стінок $h = 3$ мм, виготовленої зі сталі X-60, за уточненою теорією оболонок та за класичною теорією оболонок Кірхгофа – Лява. Побудовано графіки коефіцієнтів запасу міцності від відносної глибини тріщини a/h для впливу експлуатаційних напружень, а також з урахуванням сумарної дії експлуатаційних та залишкових напружень, обчислених за уточненою теорією оболонок, які залишаються в зоні зварного шва навіть після високого відпуску та за теорією Кірхгофа–Лява.

Аналіз числових результатів показав, що з ростом глибини тріщини величина коефіцієнта запасу міцності n зварного з'єднання з дефектом значно зменшується. Крім цього, з ростом глибини тріщини відхилення між КЗМ, отриманими для залишкових напружень порахованими за двома теоріями зростають і за теорією оболонок КЗМ нижчий. Допустиме значення КЗМ з врахуванням залишкових напружень досягається за глибини дефекту $a/h = 0,46$ для залишкових напружень, отриманих за класичною теорією оболонок і $a/h = 0,53$ – за уточненою теорією оболонок, що на 15% більше, ніж за теорією оболонок. Крім цього, наявність залишкових напружень у зоні зварного з'єднання знижує коефіцієнт запасу міцності і в даному випадку ця величина становить 8–10%.

1. *Визначення залишкової міцності магістральних трубопроводів з дефектами. ДСТУ–НБВ.2.3–21:2008. – Київ: Мінрегіонбуд України, 2008. – 88 с.* 2. *Shi Y.W. Effects of welding residual stress on fatigue crack growth behaviour in butt welds of a pipeline steel / Y.W. Shi, B.Y. Chen, J.X. Zhang // Eng. Fract. Mech. – 1990. – 36, No. 6. – P. 893–902.* 3. *Fitness-for-Service. American Petroleum Institute. Recommended Practice 579. First edition. – 2000. – 625 p.*

ЗГИН ПЛАСТИНИ РЕЙССНЕРА ЗІ СПІВВІСНИМИ НАСКРІЗНИМИ ЩІЛИНОЮ ТА ТРІЩИНОЮ З УРАХУВАННЯМ ШИРИНИ ОБЛАСТІ КОНТАКТУ ЇЇ БЕРЕГІВ

REISSNER'S PLATE BENDING CONTAINING COAXIAL THROUGH-THE-THICKNESS SLIT AND CRACK TAKING INTO ACCOUNT CONTACT ZONE WIDTH OF ITS FACES

Георгій Сулим, Віктор Опанасович, Ігор Яцик

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

In this paper the stress-strain state of boundless isotropic plate with coaxial through-the-thickness slit and crack, the faces of which are free from the external loading is investigated. The plate is under the action of the uniformly distributed bending moments. It is assumed that under external loading the crack faces come in a smooth contact on all crack length along the two-dimensional area of constant width near the upper plate basis. The numerical analysis of problem at some parameters values is carried out.

Досліджено згин ізотропної пластини завтовшки $2h$ рівномірно розподіленими згинальними моментами на нескінченності за наявності в ній співвісних щілини завдовжки $2l_1$ та тріщини завдовжки $2l_2$ (рис. 1). Вважаємо, що під дією зовнішнього навантаження береги тріщини зазнають гладкого контакту за всією її довжиною вздовж двовимірної області постійної ширини h_1 поблизу верхньої основи пластини, причому до деформування пластини береги тріщини були вільними від зовнішнього навантаження.

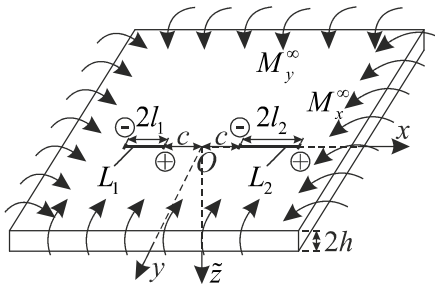


Рис. 1. Схема навантаження пластини і розміщення щілини та тріщини

Виберемо декартову систему координат Oxy з координатною площиною Oxy у серединній площині пластини з початком координат O посередині між внутрішніми вершинами щілини та тріщини, спрямувавши вісь Ox уздовж них. Лінію перетину щілини з серединною площиною позначимо через L_1 , а тріщини – через L_2 , відстань між внутрішніми вершинами щілини та тріщини – через $2c$, контактне зусилля між берегами тріщини – через N ($N > 0$), розподілені згинальні моменти на нескінченності, прикладені до пластини, – через M_x^∞ і M_y^∞ .

З урахуванням контакту берегів тріщини розв'язок задачі розбиваємо на дві задачі: плоску задачу теорії пружності та задачу згину пластини з використанням теорії Рейсснера.

Згідно з постановкою задачі на берегах щілини та тріщини маємо такі крайові умови:

$$\sigma_{yy}^\pm = -(k-1)N/(2h), \sigma_{xy}^\pm = 0, M_y^\pm = (k-1)(1-\gamma/3)hN, Q_y^\pm = 0, H_{xy}^\pm = 0, \text{ на } L_k, k=1,2,$$

$$\partial_x[v_p] - 0,5\{1+(1-\gamma)^2\}h\partial_x[\varphi_y] = 0, \text{ на } L_2,$$

де σ_{xy} , σ_{yy} та v_p – відповідно компоненти тензора напружень та проекція вектора переміщення точки на вісь Oy у плоскій задачі, φ_y – усереднений за товщиною пластини кут повороту нормалі до серединної площини пластини у задачі згину; M_y – згинальний момент, Q_y і H_{xy} – поперечна сила і крутний момент відповідно; $\partial_x = \partial/\partial x$, $[f] = f^+ - f^-$; символами «+» і «-» позначені граничні значення функції при прямуванні точки площини до осі Ox при $y \rightarrow \pm 0$; $\gamma = h_1/h$.

Проведено числовий аналіз розв'язку задачі при різних її параметрах, який поданий графічно.

**ІНТЕГРАЛЬНІ РІВНЯННЯ ТЕРМОПРУЖНОГО АНІЗОТРОПНОГО БІМАТЕРІАЛУ З
ТОНКИМИ НЕОДНОРІДНОСТЯМИ ТА НЕІДЕАЛЬНИМ ТЕПЛОВИМ КОНТАКТОМ
СКЛАДОВИХ****INTEGRAL EQUATIONS OF AN ANISOTROPIC THERMOELASTIC BIMATERIAL WITH THIN
INHOMOGENEITIES AND THERMALLY IMPERFECT INTERFACE****Георгій Сулим¹, Ярослав Пастернак², Михайло Томашівський¹**¹Львівський національний університет імені Івана Франка,
вул. Університетська, 1, м. Львів, 79000, Україна;²Луцький національний технічний університет,
вул. Львівська, 75, м. Луцьк, 43018, Україна

The paper presents a straightforward approach for obtaining the Somigliana type boundary integral equations for an anisotropic thermoelastic bimaterial with imperfect thermal interface. Using obtained integral equations in this paper solved some new problems for bimaterial with holes, cracks and thin inclusion.

Поєднання двох анізотропних термопружних різних за механічними та тепловими властивостями матеріалів є поширеною ситуацією при виготовленні різного роду конструкцій. Внаслідок такого поєднання утворюється тонкий шар, який змінює поля напружень і температур у всьому матеріалі. Вплив цього шару зручно моделювати умовами неідеального теплового та ідеального механічного контакту складових матеріалу. Присутність у базових матеріалах різноманітних структурних неоднорідностей на кшталт тріщин або тонких включень у разі дії на тіла теплових навантажень також спричиняє передчасне руйнування [1]. Зважаючи на це, розробка ефективних числових методів, що дають можливість враховувати присутність тонких включень та вплив межі контакту двох матеріалів на міцність і, відповідно, на довговічність конструкційних елементів, є важливою практичною задачею. Одним з поширених, а водночас найбільш ефективним методом розрахунку таких задач є метод граничних елементів. Однак для біматеріалів, у зв'язку із появою у інтегральних формулах певних додаткових інтегралів по необмежених областях, безпосереднє високопродуктивне застосування методу граничних елементів унеможливується через необхідність розбивати на скінченні елементи і необмежену межу поділу матеріалів. Позбутися в інтегральних залежностях невласливих інтегралів і отримати фактично повний набір функцій Гріна для анізотропного біматеріалу з ідеальним тепловим і механічним контактом його складових вдалося у публікації [2].

В цій роботі, використовуючи розширений формалізм Стро, апарат функції комплексної змінної, зокрема інтегральну формулу Коші, а також математичний запис неідеальних теплових та ідеальних механічних крайових умов, отримано явне подання інтегральних рівнянь для анізотропного термопружного біматеріалу з тонкими неоднорідностями, що не містять інтегралів по межі поділу базових матеріалів. Ці інтегральні рівняння сумісно із математичними моделями тонких включень дають можливість розв'язувати задачі для біматеріалу з різними термомеханічними властивостями матеріалів, з яких він складається. Для підтвердження ефективності та універсальності отриманих інтегральних співвідношень розв'язано задачу термопружності анізотропного біматеріалу із неідеальним тепловим контактом складових та внутрішніми тонкими включеннями.

1. Сулим Г.Т. Основи математичної теорії термопружної рівноваги деформівних твердих тіл з тонкими включеннями / Г.Т. Сулим. – Львів: Дослідно-видавничий центр НТШ, 2007. – 716 с. 2. Pasternak Ia. Boundary integral equations and Green's functions for 2D thermoelectroelastic bimaterial/ Ia. Pasternak, R. Pasternak, H. Sulym // Engineering Analysis with Boundary Elements. – 2014. – 48, No. 2. – P. 87–101.

МОДЕЛЮВАННЯ ПОТОКІВ МАСИ У ВИПАДКОВО НЕОДНОРІДНІЙ ШАРУВАТІЙ СМУЗІ ЗА ТРИКУТНОГО РОЗПОДІЛУ ТОВЩИНИ ВКЛЮЧЕНЬ

MODELING MASS FLOWS IN RANDOMLY NONHOMOGENEOUS STRATIFIED STRIP UNDER TRIANGULAR DISTRIBUTION OF INCLUSION THICKNESS

Ольга Чернуха¹, Володимир Гончарук², Анастасія Давидок^{1,3}

¹Центр математичного моделювання ІППММ ім. Я.С. Підстригача НАН України,
вул. Дж. Дудаєва, 15, м. Львів, 79005, Україна;

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

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

Random diffusion flows are studied in a two-phase strip with stochastically disposed sublayers of random thickness. The initial-boundary value problem of diffusion is formulated for the flow function and its solution is constructed in the form of Neumann series. Averaging procedures are carried out over both the ensemble of phase configurations and random thickness.

Дифузійні потоки відіграють важливе значення при вивченні параметрів мембран і фільтрів, діагностиці матеріалів (дифузійно-структурний аналіз), визначенні структури росту металів під час тверднення сплавів тощо.

У цій роботі крайову задачу дифузії з випадковими коефіцієнтами сформульовано безпосередньо для функції потоку домішкової речовини на основі рівняння балансу маси. На цій основі досліджено потоки маси у випадково неоднорідній смузі товщини z_0 , яка містить n_0 підшарів матриці та n_1 підшарів включень стохастичної товщини. Координати розташування підшарів є невідомими, а коефіцієнти дифузії домішкової речовини є сталими у межах кожної з фаз. Прийнято рівномірний розподіл включень в області тіла і трикутний розподіл їх товщини на проміжку $[h_{\min}; h_{\max}]$ (рис. 1), де $0 < h_{\min} < h_{\max} < z_0$. З використанням теорії узагальнених функцій крайову задачу зведено до еквівалентного інтегро-диференціального рівняння, яке розв'язано методом послідовних наближень у вигляді абсолютно і рівномірно збіжного ряду Неймана. Проведено процедури усереднення за ансамблем конфігурацій фаз та за випадковою товщиною включення. Одержано розрахункові формули для усередненого дифузійного потоку у смузі за нульової та ненульової сталої початкових концентрацій частинок.

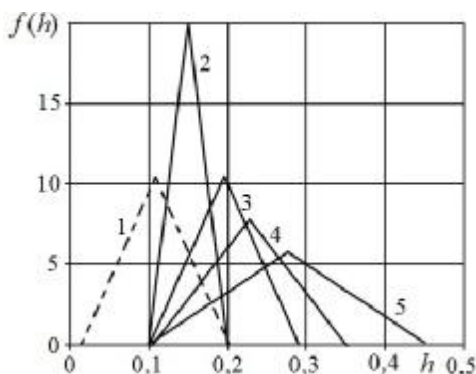


Рис. 1. Функція густини трикутного розподілу для різних значень h_{\max}

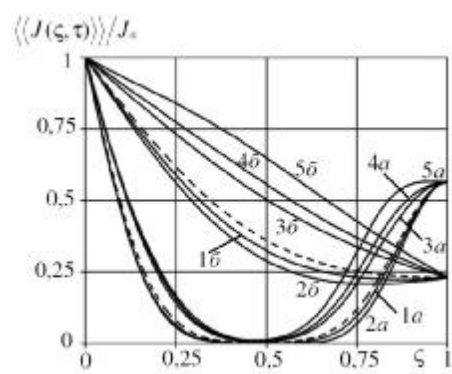


Рис. 2. Потоки маси за трикутного розподілу товщини включення

Розроблено програмні модулі та проаналізовано залежність потоку маси від значень вхідних параметрів. На рис. 2 показано залежність усередненого потоку у смузі з випадково розташованим

включенням за ненульової сталої початкової концентрації домішкових частинок у тілі для різних інтервалів трикутного розподілу $[h_{\min}; h_{\max}]$. Показано, що у випадку більшого коефіцієнта дифузії домішки у прошарку ніж у матриці зміщення інтервалу ймовірних значень товщини прошарку до 1 призводить до збільшення усередненого дифузійного потоку.

УДК 539:3, 621:3

КРИТЕРІЙ ЗАЛИШКОВОЇ МІЦНОСТІ ТОНКОСТІННИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ

RESIDUAL STRENGTH CRITERION THIN-WALLED STRUCTURAL ELEMENTS

Наталія Штаюра

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

A criterion of residual strength of thin-walled structural elements, based on the energy approach was built and tested on the problem of the pipe strength.

У цій роботі на основі енергетичного підходу запропоновано новий критерій для визначення залишкової міцності елементів конструкцій. Розроблено методику побудови діаграм граничних навантажень для пластин з тріщинами (рис. 1). Ці діаграми розмежовують області безпечних і критичних значень зовнішніх навантажень. На відміну від раніше відомих у літературі, тут побудовано лінії 2, які разом з лініями 1 виділяють область, де значення зовнішніх навантажень можуть бути як безпечними, так і критичними. Це буферна зона між областю збереження міцності, обмеженою лініями 2, і областю втрати міцності, обмеженою лініями 1. Така зона побудована в даній роботі вперше. Існування цієї області логічно виправдано і підтверджено результатами експериментальних досліджень.

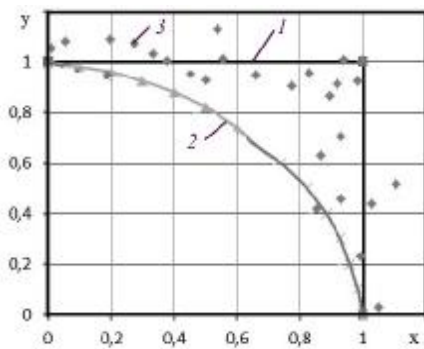


Рис. 1. Діаграма граничних навантажень для пластини з тріщиною: 1, 2 – отримані тут аналітичні співвідношення автора; 3 - експерименти Cornet J., Crassi R. C. для розтягу чавунних зразків різної міцності

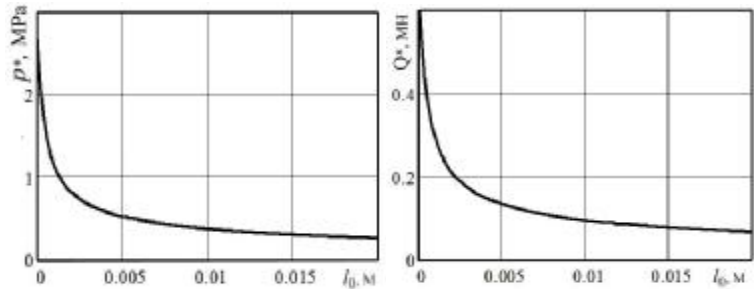


Рис. 2. Залежності $p = p_*$ і $Q = Q_*$ від зміни початкового розміру дефекту l_0

На основі згаданих вище діаграм граничних навантажень, першого закону термодинаміки, а також основних положень механіки руйнування сформульовано критерій залишкової міцності тонкостінних елементів конструкцій за статичного навантаження (з урахуванням наявних дефектів типу тріщин)

$$\sigma_{1*}(p_{i*}) - F_*(l_0, h_0) < 0, \quad (h_0 = s_{1*}^{-1} s_{2*}). \quad (1)$$

Тут s_{1*} , s_{2*} – критичні значення головних напружень s_1 , s_2 , які визначаються відомими функціями для заданого елемента конструкції із врахуванням величини зовнішніх навантажень p_i та геометричних параметрів елемента конструкції b_i :

$$\sigma_1 = f_1(p_i, b_i), \quad \sigma_2 = f_2(p_i, b_i), \quad \eta = \frac{f_2(p_i, b_i)}{f_1(p_i, b_i)}; \quad (2)$$

де $F_*(l_0, h_0)$ – базова функція критерію міцності, отримана із розв'язку задачі про розтяг пластини з косою тріщиною напруженнями s_1, s_2 .

Застосування даного критерію продемонстровано на задачі про визначення міцності труби з тріщиною довжиною $2l_0$ за комплексного навантаження розтягу силами Q і внутрішнім тиском. Побудовано графічні залежності критичних значень зовнішніх навантажень $p = p_*$ і $Q = Q_*$ від розміру тріщини в трубі l_0 (рис. 2). При цьому показано, що навіть незначне збільшення розміру тріщини різко зменшує критичні значення зовнішніх навантажень.

WWW

СЕКЦІЯ 3

МОДЕЛЮВАННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У
НЕОДНОРІДНИХ ТІЛАХ

УДК:539.374, 539.376

ПОБУДОВА ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ МОДЕЛІ ІДЕАЛЬНО ПЛАСТИЧНОГО
МАТЕРІАЛУ, ЩО ОПИСУЄ ЯВИЩЕ ЗАПІЗНЕННЯ ПЛИННОСТІCONSTRUCTION OF THE ELECTROMECHANICAL MODEL OF THE PERFECTLY PLASTIC
MATERIAL DESCRIBING THE EFFECT OF FLUIDITY RETARDING

Ярослав Андрусик

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

An electromechanical model of ideal elastic-visco-plastic material that describes the phenomenon of delay fluctuation was built. Plasticity condition for establishing the point of transition to a state of fluidity of the material at the load exceeding the maximum level of elastic deformation under static condition was formulated. Also dynamic plasticity criterion for plastic deformation after “overload” was derived.

При короткочасній дії навантаження, що викликає напруження які перевищують границю плину, матеріал може знаходитися деякий тривалий час в пружному стані. Проміжок часу протягом якого “перевантажений” матеріал перебуває в пружному стані називається часом запізнення плинності. Процес переходу матеріалу від пружного до пластичного стану на діаграмі деформування проявляється у вигляді зубу плинності.

Існують різні точки зору на основі яких пояснюється явище затримки плинності. Одна з них полягає в тому, що в реальних металах при дії зовнішнього навантаження виникають спотворення (дефекти) ідеальної кристалічної структури. Наявність цих дефектів приводить до зростання опору пластичному деформуванню. З ростом швидкості деформації зростає рівень локальних спотворень кристалічної решітки, а отже збільшується напруження при якому матеріал переходить у пластичний стан та зменшується час перебування у “перенапруженому” стані. Інші теорії (Котрелл) пояснюють цей ефект тим, що у вуглецевих сталях дислокації блокуються розчиненими атомами вуглецю. Тому необхідно деякий час, щоб дислокації вирвалися з цього оточення.

В результаті узагальнення різних підходів до пояснення таких властивостей металів, в роботі запропонована проста електромеханічна модель пластичного середовища. В рамках побудованої моделі обґрунтовано введення динамічної умови початку пластичності:

$$S_{ij}S_{ij} = \frac{2}{3} \left[\sigma_s + k \left(\frac{2}{3} \dot{e}_{ij}^e \dot{e}_{ij}^e \right)^{1/n} \sqrt{\frac{\frac{2}{3} S_{ij} S_{ij}}{\sigma_s} - 1} \right]^n, \quad (1)$$

де S_{ij}, \dot{e}_{ij}^e – компоненти девіатора напружень та девіатора швидкостей пружних деформацій, σ_s – статична границя плину при одновісному розтягу-стиску, k та n – сталі матеріалу.

Розділивши рівняння (1) на два множники, отримаємо відому умову пластичності Мізеса та наступний критерій динамічної пластичності:

$$\sqrt{\frac{3}{2} S_{ij} S_{ij}} = \sigma_s + \frac{k^2}{\sigma_s} \left(\frac{3}{2} \dot{\epsilon}_{ij}^e \dot{\epsilon}_{ij}^e \right)^{2/n} . \quad (2)$$

На основі співвідношень (1), (2) та з врахуванням асоційованого закону плинину, в'язкості пластичного середовища, пластичної нестискуваності матеріалу, проведено дослідження залежності динамічної границі плинину металу від швидкості деформації при одновісному розтягу і побудована динамічна діаграма стиску матеріалу, що володіє властивістю виникнення зубу плинності. Встановлена відповідність результатів аналітичних розрахунків з експериментальними даними.

УДК:539.374,539.376

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОШИРЕННЯ ПРУЖНОВ'ЯЗКОПЛАСТИЧНОЇ ХВИЛІ У ПІВБЕЗМЕЖНОМУ СТЕРЖНІ З ОСОБЛИВИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ

STUDY OF THE ELASTIC – VISCO – PLASTIC WAVE PROPAGATION WITHIN SEMIINFINITE ROD IN SPECIAL PROPERTIES

Ярослав Андрусик

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

The study of the elastic - visco - plastic wave propagation in semiinfinite rod was carried out on the basis electromechanical model of the material having the fluidity retarding property. The solution was derived in strains terms for elastic and plastic regions of the loaded rod.

Вивченню поширення пружно – пластичних хвиль у прямолінійних стержнях присвячено багато робіт. Значно менше є публікацій про поширення хвиль в матеріалах, що володіють властивістю запізнення плинності. Проте в таких дослідженнях для в матеріалів, що мають зуб плинності, закладається помилкове твердження про миттєвий перехід з перенапруженого стану до пластичного стану.

У цій роботі на основі електромеханічної моделі пластичного матеріалу показано, що відбувається не раптове пружне розвантаження відповідних перерізів стержня, а здійснюється перехід їх у пластичний стан, при якому змінюються швидкості точок середовища.

Дослідження процесу розповсюдження пружно-пластичної хвилі в пів безмежному стержні проведено в лагранжевій системі координат. Для розв'язання поставленої задачі в якості збурення вибрано прикладену до площини торця стержня постійну силу. Враховується зміна площі поперечних перерізів стержня в пластичній області.

На основі вибраної моделі отримується рівняння для динамічного критерію пластичності матеріалу у стані плинину:

$$\left(S_{ij} - \frac{2}{3} \mu \dot{\epsilon}_{ij}^p \right) \left(S_{ij} - \frac{2}{3} \mu \dot{\epsilon}_{ij}^p \right) = \frac{2}{3} \left[\sigma_s + \frac{k^2}{\sigma_s} \left(\frac{3}{2} \dot{\epsilon}_{ij}^e \dot{\epsilon}_{ij}^e \right)^{1/n} \left(\frac{3}{2} \dot{\epsilon}_{ij}^{e*} \dot{\epsilon}_{ij}^{e*} \right)^{1/n} \right]^2 , \quad (1)$$

де $S_{ij}, \dot{\epsilon}_{ij}^e$ – компоненти девіатора напружень та девіатора швидкостей пружних деформацій в пластичній області, $\dot{\epsilon}_{ij}^{e*}$ – компоненти девіатора швидкостей пружних деформацій, що відповідають початку переходу матеріалу в стан пластичності, σ_s – статична границя плинину при одновісному розтягу-стиску, μ – коефіцієнт в'язкості, k та n – сталі матеріалу.

Використовуючи асоційований закон пластичності та співвідношення (1), маємо наступний вираз для визначення компонент тензора швидкостей пластичних деформацій

$$\varepsilon_{ij}^p = \frac{3}{2\mu} \left[1 - \frac{\sigma_a + \frac{k^2}{\sigma_a} \left(\frac{3}{2} \varepsilon_{ij}^p \varepsilon_{ij}^p \right)^{2/n} / n \left(\frac{3}{2} \varepsilon_{ij}^p \varepsilon_{ij}^p \right)^{2/n}}{\sqrt{\frac{3}{2} S_{ij} S_{ij}}} \right] S_{ij}. \quad (2)$$

Рівняння (2), разом із законом Гука та диференціальними рівняннями руху середовища вздовж осі стержня $\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} = \rho \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$, де σ_{xx} , u – нормальні напруження та переміщення точок стержня вздовж осі X, ρ – густина матеріалу, утворюють повну систему визначальних співвідношень, що описують поширення пружно – в'язко – пластичної хвилі з врахуванням ефекту запізнення плинності. На основі розв'язку цих рівнянь знайдено інтегральні поверхні поля напружень, деформацій і переміщень для довільної точки стержня та довільного моменту часу. Для фіксованого моменту часу побудовано обрис здеформованого стержня при ударі.

УДК 539.3

РОЗВ'ЯЗАННЯ ЗАДАЧІ ТЕРМОПРУЖНОСТІ СКЛОПЛАСТИКОВОЇ ТРУБИ ЗА ДОПОМОГОЮ СПЛАЙН-ФУНКЦІЙ

THERMOELASTIC STRESS STATE FIBERGLASS PIPES BASED ON SPLINE APPROXIMATION

Сергій Верешака, Андрій Дейнека, Віктор Данільцев

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

The stress-strain state of a multilayer hollow cylinder of finite length under the action of internal pressure and heat is investigated based on the classical theory of elasticity of an anisotropic body. Kinematic and static conditions of contact for mating surfaces of adjacent layers are considered ideal or non ideal. Solution of the problem is obtained in axisymmetric. Approach to solving this problem is based on reducing her to a one-dimensional method using spline collocation. Field stresses and displacements were analyzed depending on the type and size loads.

На основі класичної теорії пружності анізотропного тіла досліджується напружено-деформований стан склопластикової труби при дії внутрішнього тиску і температури з урахуванням неідеального контакту між шарами. Для цього розв'язується двовимірна термопружна задача. Труба навантажена по циліндричним поверхням $r = r_a$ і $r = r_b$ стаціонарним температурним навантаженням $t_b = 50\text{K}$ і рівномірно розподіленим внутрішнім тиском $q_a = 20$ МПа. Труба має кінцеву довжину l , а на її торцях виконуються умови шарнірного обпирання та жорсткого затиснення.

Для розв'язання поставленої задачі були складені рівняння рівноваги, фізичні та геометричні співвідношення, а також рівняння теплопровідності. За допомогою добре відомого підходу, побудованого на основі сплайн-апроксимації розв'язків [1] у напрямі утворюючої, розглянута задача зводиться до одновимірної. Розв'язання отриманої системи звичайних диференціальних рівнянь знаходиться шляхом розкладання невідомих функцій кожного шару циліндричної оболонки в ряди Тейлора у радіальному напрямку. Доповнюючи отриману систему алгебраїчних рівнянь механічними та температурними граничними умовами ідеального та неідеального контакту у точках сполучених поверхонь сусідніх шарів, неважко отримати остаточний розв'язок задачі.

Слід зазначити, що між різницею переміщень точок сполучених поверхонь сусідніх шарів і дотичними напруженнями у поздовжньому напрямку існує залежність $u^{i-1}(r_i, z) - u^i(r_i, z) = k^i \tau_{rz}^i$. У загальному випадку k^i – заданий параметр, який визначається шляхом чисельних та експериментальних досліджень. Як граничні значення з цього рівняння постають два варіанти: $1/k^i = 0$ – спостерігається ідеальне прослизання суміжних шарів, $k^i = 0$ – ідеальний контакт. Вважається, що радіальні напруження й переміщення при переході через поверхню розділу шарів стрибка не мають.

Урахування неідеального контакту по поверхнях сполучених шарів на основі дискретно-структурної теорії багатошарових оболонок дозволяє отримати якісно нові результати щодо напружено-деформованого стану склопластикової труби при дії як статичного, так і теплового навантаження. До таких результатів можна віднести ефект розшарування армованих оболонок. Запропонований алгоритм також дозволяє отримувати розрахункові дані для оцінки впливу фізико-механічних характеристик окремих шарів на термомпружний стан неоднорідних по товщині циліндрів.

1. Григоренко, Я. М. Решение задач теории пластин и оболочек с применением сплайн-функций / Я. М. Григоренко, Н. Н. Крюков // Прикл. механика. — 1996. — Т. 36, № 6. — С. 3-27.

УДК 539.3

МЕТОДИКА ОПТИМІЗАЦІЇ ВІДНОСНО НАПРУЖЕНОГО СТАНУ РЕЖИМІВ НАГРІВУ КУСКОВО-ОДНОРІДНИХ СКЛЯНИХ ОБОЛОНОК У ВИРОБНИЧИХ ПРОЦЕСАХ

OPTIMIZATION METHOD FOR STRESS STATE OF HEATING MODE OF PIECEWISE-HOMOGENEOUS GLASS SHELLS IN THE PRODUCTION PROCESSES

Микола Гачкевич¹, Богдан Боженко¹, Аніда Станік-Беслер²

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

²Політехніка Опольська,
вул. Озімська, 75, м. Опольце, 45036, Польща

The methods of optimization for stress state of technological regimes of intense heating of piecewise-homogeneous glass shells are offered. The concrete examples are studied.

Робота присвячена розвитку методології оптимізації за напруженим станом режимів нагріву однорідних скляних оболонок на випадок кусково-однорідних. Сформульовано відповідну задачу оптимізації такого режиму нагріву (за зміни в часі і координатах температури зовнішнього середовища, яка є чинником нагріву і функцією керування за умови конвективного теплообміну з кусково-однорідною оболонкою на поверхнях $\gamma = \pm h$) при заданих областях допустимої зміни значень температури, напружень і окремих технологічних параметрів за критерію оптимальності – мінімуму функціоналу максимальних нормальних напружень.

Розроблено методику і відповідний алгоритм розв'язування такої задачі оптимізації, де для пошуку умовного екстремуму функціоналу застосовано числовий метод локальних варіацій функції керування при відомому розв'язку прямої задачі, яка описує термонаружений стан розглядуваної кусково-однорідної оболонки. При цьому обчислюється числове значення критерію оптимальності і вибираються величини, які відповідають найменшому із значень критерію (практично критерієм оптимальності при такому числовому алгоритмі оптимізації є мінімум максимальних напружень). Пряма задача, що визначає температурні і механічні поля при заданих теплових і механічних початкових і крайових умовах, формулюється в квазістатичній постановці і в припущенні про закон розподілу температури за товщиною координатою складових частин у вигляді полінома третього степеня (кубічний закон розподілу), а напружень і деформацій – отримуваному на основі теорії термомеханіки тонких оболонок при термочутливому коефіцієнті теплового розширення матеріалу.

Запропоновано ітераційний алгоритм побудови початкового наближення функції керування, в якому вихідним є оптимальний режим нагріву для однорідної сферичної оболонки побудованої при виконанні основної частини обмежень, які сформульовані в задачі оптимізації для кусково-однорідної оболонки.

В якості прикладу приведена математична постановка і числово-аналітична методика розв'язування задачі оптимізації за напруженим станом режимів нагріву скляних кусково-однорідних циліндричних оболонок, що складаються з трьох різномірних частин за залежності функції керування (якою є температура зовнішньої поверхні) лише від часу за різних теплових умов на внутрішній поверхні оболонок (теплоізоляція і теплообмін з внутрішнім середовищем). Числова реалізація розв'язу-

ку сформульованої задачі оптимізації здійснена на основі методів локальних варіацій і найменших квадратів при скінченно-елементній апроксимації функції керування. За побудованих режимів розтягуючі напруження виникають на етапі нагріву на внутрішній поверхні оболонки, а на етапі охолодження – на зовнішній поверхні. При цьому на внутрішній поверхні розрахунковими (найбільшими) є кільцеві, а на зовнішній – меридіональні. Розглянуті умови теплообміну на внутрішній поверхні оболонки не змінюють характеру розтягуючих напружень, а за природного конвективного теплообміну ($Bi \leq 0,1$) на внутрішній поверхні, напруження співпадають з аналогічними при теплоізоляції оболонки.

УДК 539.3

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНЬ У СТРУКТУРНО-НЕОДНОРІДНИХ ТІЛАХ ОБЕРТАННЯ ПРИ ТЕРМООБРОБЦІ

METHODS FOR CALCULATION THE STRESSES IN STRUCTURALLY INHOMOGENEOUS BODIES OF REVOLUTION UNDER HEAT TREATMENT

Олександр Гачкевич^{1,2}, Євген Ірза¹, Анна Козярска²

¹Інститут прикладних проблем механіки і математики імені Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Наукова, 3-б, м. Львів, 79060, Україна, e-mail: dept13@iapmm.lviv.ua;

²Політехніка Опольська,
вул. Озімська, 75, м. Ополь, 45036, Польща

The work offers the methods for calculation the stresses in structurally inhomogeneous, layer in particular, bodies of revolution under heat treatment. The methods of calculation the stresses anticipate: mathematical statement of the problem; development of numerical algorithm of searching the solution; program realization of numerical algorithm.

У роботі запропоновано методику розрахунку напружень в структурно-неоднорідних, зокрема, шаруватих тілах обертання при термообробці.

Методика розрахунку напружень передбачає: математичну постановку задачі; розробку числового алгоритму пошуку розв'язку; програмну реалізацію числового алгоритму. Математична постановка задачі включає такі етапи: аналіз наявних фізико-механічних процесів при термообробці; вибір параметрів стану; побудова фізико-математичної моделі опису існуючих фізико-механічних процесів. Вважаємо, що при розглядуваних теплових навантаженнях напружений стан тіла не впливає на його температуру, тобто задачу про визначення напружено-деформованого стану в тілі формулюємо в квазістатичній постановці (в переміщеннях). При цьому температурне поле в тілі описуємо відомим рівнянням теплопровідності, коефіцієнти якого залежать від просторової координати і температури. Фізико-механічну поведінку тіла окреслюємо в наближенні моделі термопружного тіла за врахування структурної неоднорідності.

Обмежуємося випадком малих деформацій. В області зайнятої тілом повинні виконуватися рівняння рівноваги і граничні умови.

Алгоритм розв'язування сформульованих задач базується на числових методах зважених залишків в поєднанні з методом скінчених елементів, що дало можливість отримати ефективні наближені розв'язки сформульованих вище задач. Згідно з методом скінчених елементів розбиваємо область, яку займає тіло на скінчену кількість елементів. Шукані величини на елементі розбиття представляємо за допомогою функцій форми. З використанням методу зважених залишків система вихідних співвідношень зводиться до системи нелінійних алгебраїчних рівнянь, які розв'язуємо за допомогою методу простої ітерації. В основу програмної реалізації числового алгоритму, враховуючи вимоги постійного розширення програмного забезпечення, покладені такі принципи, як загальність, відкритість, модульність, компактність, що дозволяє без особливих труднощів замінити нові програмні одиниці чи старі на більш ефективні. Як приклад, проведено дослідження термомеханічної поведінки порожнистого циліндра, виготовленого з конкретних структурно-неоднорідних матеріалів, за заданого теплового навантаження.

УДК 539.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ВПЛИВУ ТЕРМІЧНИХ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ НАГРІВУ НА ЗАЛИШКОВІ СТРУКТУРНИЙ І НАПРУЖЕНИЙ СТАНИ СТАЛЕВИХ ПЛАСТИН

ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF INFLUENCE FOR THERMAL AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF HEATING ON RESIDUAL STRESS AND STRUCTURAL STATE OF STEEL PLATES

Олександр Гачкевич^{1,2}, Тереза Козакевич¹, Максиміліан Гаск²

¹Інститут прикладних проблем механіки і математики імені Я. С. Підстригача НАН України, вул. Наукова, 3-б, м. Львів, 79060, Україна, e-mail: dept13@iapmm.lviv.ua;

²Політехніка Опольська, вул. Озімська, 75, м. Опольце, 45036, Польща

Phase distribution and residual stresses in thin low-carbon low-alloyed steel plates subjected to high heat moving distributed heat source and local stationary normally distributed temperature field are parametrically optimized.

Високотемпературний нагрів найбільш часто застосовується у виробничих процесах при створенні різних сталевих інженерних конструкцій або деталей машин. При цьому на отримані параметри виробів істотний вплив мають технологічні та термічні фактори, супутні обробці виробів, які можуть враховуватися як додаткові функції управління при оптимізації в необхідному напрямку параметрів нагріву. Тому було розглянуто різні термічні та технологічні чинники, які впливають на нагрівання та охолодження сталевих тіл в процесі локального високотемпературного нагріву сталевих тіл: сумісний нагрів рухомим розподіленим джерелом тепла і стаціонарним локальним температурним полем, яке задається за законом нормального розподілу (супутній підігрів); початковий загальний підігрів пластини до різної постійної температури (початкова температура пластини дорівнює $t_0 + T$, де T – частина, яка може змінюватися, загальний однорідний підігрів); вплив значення параметра розсіювання в рухомому нормально розподіленому джерелі тепла, який характеризує розподіл теплової енергії в ньому, на максимальний вміст мартенситної складової, залишкові напруження і розміри зони термічного впливу.

З проведеного чисельного аналізу розв'язків випливає, що додаткові термічні чи технологічні умови можуть зменшувати максимальні значення мартенситної складової та інтенсивності залишкових напружень на 10 ÷ 30% порівняно з нагріванням тільки одним рухомим нормально розподіленим джерелом тепла. Загальний однорідний підігрів і підігрів додатковим стаціонарним локальним температурним полем не вносить якісних змін у розподіл фазового складу та залишкових напружень. Локальне стаціонарне температурне поле дає такий же ефект зниження рівнів вмісту мартенситу та інтенсивності залишкових напружень, як і однорідний супутній підігрів. Однак, враховуючи технологічну простоту реалізації локального стаціонарного температурного поля (при істотній економії енергетичних ресурсів), його застосування є більш ефективним у порівнянні із загальним однорідним підігрівом.

Параметр розсіювання теплової енергії в джерелі тепла істотно впливає на формування залишкового напруженого стану. З його зростанням (при підтриманні значення максимальної температури в зоні термічного впливу) необхідне збільшення потужності джерела. Однак додаткові термічні або технологічні умови впливають на фазовий склад і залишковий напружений стан менш істотно від додаткових рухомих розподілених джерел тепла з кількома центрами локалізації.

1. Гачкевич А.Р., Козакевич Т.В. Влияние предварительного подогрева на остаточное структурное напряженное состояние стальной пластины при воздействии движущихся источников тепла // Донецький національний університет. Теоретическая и прикладная механика. – 2013. – Вып. 7 (53). – С. 157–164.

**МЕТОДОЛОГІЯ ОЦІНЮВАННЯ МІЦНОСТІ ТА ПРАЦЕЗДАТНОСТІ
ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЕНЕРГЕТИЧНОГО
ОБЛАДНАННЯ З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ВОДНЮ**

**METHODOLOGY EVALUATION OF WORKING CAPACITY AND STRENGTH HIGH POWER
EQUIPMENT OF STRUCTURAL ELEMENTS WITH THE INFLUENCE HYDROGEN**

Оксана Гембара¹, Ольга Чепіль¹, Тарас Гембара²

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

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

Methodology evaluation of working capacity and strength high power equipment of structural elements with the influence hydrogen is proposed. To determine the fracture moment the energetic criteria is used. Based on the numerical experiment the stress-strain state and durability of steam high-pressure vessel drum was investigated.

Для оцінки міцності та працездатності обладнання після тривалої експлуатації необхідно у кожному випадку визначити які саме вузли стають «критичними елементами», температурні напруження в яких визначають темп і тривалість пускових операцій, а також зони виникнення максимальних температурних напружень в них. Це дозволить виробити рекомендації технологічного характеру, які дадуть можливість знизити температурні напруження в пускових режимах і нагромадження пошкодження в металі, а також розробити раціональні системи контролю за напружено-деформованим станом.

Ця робота присвячена моделюванню процесу нагромадження пошкоджень в металах, що знаходяться під високотемпературним навантаженням в агресивних середовищах.

Для опису процесу руйнування металу використовується гіпотеза в'язкого руйнування, яка базується на енергетичному підході нагромадження пошкоженості в локальному елементі. За міру пошкоженості приймається величина $w(x, y, z, t) = W(x, y, z, t) / W^*$, де $W(x, y, z, t) = \iiint_V \sigma(x, y, z, t) \varepsilon_H(x, y, z, t) dV$ – енергія деформування локального об'єму; W^* – її критичне значення; $s(x, y, z, t)$ – напруження; $\varepsilon_H(x, y, z, t)$ – деформації, обумовлені термосиловим навантаженням та дією водню. Вважаємо, що за умови $w(x, y, z, t) < 1$ локальний елемент знаходиться в суцільному стані. Руйнування елемента об'єму матеріалу настане в результаті досягнення рівності $w(x, y, z, t) = 1$. У сталях за наводнювання виникає макроскопічна деформація, яка збільшується зі зростанням концентрації атомів водню. У деякому наближенні залежність компонент деформації від концентрації водню C_H вважаємо лінійною. Повну деформацію ε_H прийемо у вигляді суми компонент: деформації ε_p , обумовленої зовнішніми полями (наприклад, термосиловим навантаженням), та складової, яка враховує наявність атомів водню в ґратці металу: $\varepsilon_H = \varepsilon_p + a C_H$. Тут a – коефіцієнт концентраційного водневого розширення.

Для визначення поточної енергії деформування одиниці об'єму, на першому етапі повірного розрахунку створюються просторові геометричні моделі з урахуванням технологічних вибірок матеріалу елементів обладнання, які утворилися на поверхнях високотемпературних елементів. На другому етапі на базі 2D і 3D просторових аналогів за допомогою розроблених нами програмних продуктів розв'язують крайову задачу нестационарної теплопровідності із завданням змінних у часі крайових умов теплообміну на поверхнях високотемпературних елементів. Третій етап полягає у визначенні напружено-деформованого стану (НДС) високотемпературних елементів котлів з використанням відповідних програмних продуктів і з урахуванням їх просторової складної геометрії, пошкоджень за період експлуатації, ремонтно-відновлювальних змін проектної геометрії. Теплофізичні і фізико-механічні характеристики сталей задаються згідно з рекомендаціями. При аналізі характеру змін напружень у високотемпературних елементах для експлуатаційних режимів у

якості критерію визначення напружень прийнято градієнт температури. Для моментів часу, в які градієнти температури набувають екстремальних значень, розраховувалися розподіли НДС. На четвертому етапі розроблено методичний підхід до розрахунку концентрації водню за допомогою створеного авторами комплексу програм та моделей з урахуванням зміни НДС високотемпературних елементів. Можливість, умови і термін продовження експлуатації високотемпературних елементів обладнання визначаються шляхом зіставлення розрахункового значення нагромадженого пошкодження в металі з граничним його значенням, яке встановлюється за результатами експериментальних досліджень.

Проаналізовано НДС барабана котла, виготовленого зі сталі 22К за умов експлуатації з урахуванням наводнювання стінки та реальної геометрії барабана. Обчислено накопичення пошкоджуваності металу барабана за різної геометрії вибірок.

УДК 519.6

ВИКОРИСТАННЯ ДВОХ МЕТОДИК ЧИСЕЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ У БАГАТОШАРОВИХ СЕРЕДОВИЩАХ

NUMERICAL RESEARCH OF HEAT TRANSFER IN MULTILAYER ENVIRONMENTS USING TWO MODELING TECHNIQUES

Лілія Дяконюк, Ярема Савула, Катерина Іванків

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

The paper presents some aspects of two heat transfer models in multilayer environments: heterogeneous model and homogenization model based on wavelet transforms.

У сучасній промисловості часто використовують композитні матеріали. Часто вони мають багатошарову структуру, а фізичні процеси в них описуються диференціальними операторами з швидкоосцилюючими коефіцієнтами. Застосування сіткових методів у цьому випадку вимагає значних числових затрат, оскільки передбачає використання малих кроків для розрахункових сіток. Для подолання цих проблем існують різні підходи до моделювання таких процесів.

У роботі здійснено порівняння двох підходів до чисельного моделювання процесу теплопровідності у багатошарових середовищах з малими, порівняно з іншими характерними розмірами, товщинами шарів. Перший підхід передбачає використання гетерогенної математичної моделі, запропонованої в роботі [1]. Інший – базується на використанні усереднення диференціальних операторів із застосуванням вейвлет-перетворень [2].

Існують інші підходи, які дозволяють гомогенізувати багатошарові структури. Серед найбільш відомих у цій галузі є методи асимптотичних усереднень. Однак їх точність є не завжди високою.

Тому для гомогенізації використовується підхід, запропонований в роботі [2], при якому для розв'язування задачі використовується метод скінченних елементів з сіткою з достатньо малим кроком, а потім до отриманої системи алгебраїчних рівнянь застосовують вейвлет-перетворення.

Слід зазначити, що при першому підході результуюча СЛАР має блоково-стрічкову структуру, в другому випадку – в залежності від кількості застосувань вейвлет-перетворень, матриця системи є або повністю заповненою, або має структуру, що складається з кількох стрічок, паралельних до головної діагоналі. Це зумовлює труднощі при порівнянні двох підходів.

Авторами розроблені алгоритми, що реалізують ці підходи, на основі яких побудовані програми, що дозволяють здійснювати числові експерименти. Отримані числові результати досліджуються на використання комп'ютерних ресурсів для досягнення заданої точності.

1. Дяконюк Л. М. Гетерогенний підхід до моделювання процесу теплоперенесення в багатошарових конструкціях із врахуванням малих товщин окремих шарів. / Л. М. Дяконюк, Я. Г. Савула // Фізико-математичне моделювання та інформаційні технології. – Вип.1, 2005. – С. 61-70. 2. Копысов С. П., Сагдеева

Ю. А. Вычислительные особенности двумерного вейвлет-осреднения в задачах многомасштабного анализа. / Копысов С. П., Сагдеева Ю. А. // Вычислительные методы и программирование. – 2005. – Т. 6. – С. 1–8.

УДК 539.3

ЕКРАНУВАННЯ УДАРНИХ ХВИЛЬ У ШАРУВАТО-НЕОДНОРІДНИХ ПРУЖНИХ СЕРЕДОВИЩАХ

SHIELDING OF SHOCK WAVES IN LAMINATED HETEROGENEOUS ELASTIC MEDIA

Юлія Засць

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

The target of this paper is investigation of shielding of shock waves, particularly the effects of shock wave propagation and reflection in heterogeneous rock media. The waves can be provoked by explosions, as well as by rock impacts. The phenomena of the wave deviation and reflection by continuous and discontinuous inhomogeneities are analyzed.

Відомо, що великих руйнувань і трагічних наслідків завдають землетруси, які складають 15% від найбільших стихійних лих світу. Однак людство поки що так і не зрозуміло до кінця причин їх виникнення, не навчилось точно прогнозувати місця локалізації їх осередків, а також інтенсивність та час їх реалізації. Тому одним із способів зменшення руйнуючих наслідків землетрусів для навколишнього середовища може виявитись підхід зниження інтенсивності хвиль деформацій за рахунок їх відхилення та відбиття на геофізичних неоднорідностях тектонічних структур.

Метою даної роботи є дослідження ефектів екранування розривних хвиль, зокрема, стосовно задач поширення в неоднорідних гірських породах сейсмічних хвиль, спровокованих вибухами, а також гірськими ударами. При цьому, розглянуто неоднорідності порід двох типів. В першому випадку пружні характеристики тектонічних середовищ (густина і компоненти тензора пружних сталих) можуть бути неперервними функціями просторово-часових змінних x_1, x_2, x_3 . При поширенні розривних хвиль в такому середовищі, промені викривляються згідно рівнянь теорії розривних хвиль [1]

$$\frac{dx_m}{d\tau} = \sum_{i,p,q}^3 I_{im,pq} p_p A_q^{(r)} A_i^{(r)}, \quad (m = 1, 2, 3);$$

$$\frac{dp_m}{d\tau} = -\frac{1}{2} \sum_{i,k,p,q}^3 \frac{\partial I_{ik,pq}}{\partial x_m} p_k p_p A_q^{(r)} A_i^{(r)},$$

а хвильові фронти зазнають додаткової трансформації.

Неоднорідності другого типу деформованого середовища можуть бути обумовлені розривним характером змін механічних властивостей середовища [2]. Такі неоднорідності зустрічаються, наприклад, коли гірська порода є комбінацією двох або більше пружних середовищ з різними механічними властивостями, які контактують на певних поверхнях розділу.

В даній роботі вивчаються загальні закономірності перетворення променів та фронтів на неоднорідностях першого та другого типів.

1. Петрашень Г. И. Распространение волн в анизотропных упругих средах / Г. И. Петрашень. - Л.: Наука, Ленингр. отд-ние, 1990. - 280 с. 2. Механика горных выработок при действии гравитационных и динамических нагрузок: монография / [В. И. Гуляев, П. З. Кошель, Ю. А. Заец и др.]. – Ивано-Франковск : Изд-во Прикарпат. нац. ун-та им. В. Стефаника, 2014. – 438 с.

**ВИЗНАЧЕННЯ ОСЕСИМЕТРИЧНИХ ТЕМПЕРАТУРНИХ НАПРУЖЕНЬ ТА ПЕРЕМІЩЕНЬ
У ПРУЖНОМУ ПОПЕРЕЧНО-НЕОДНОРІДНОМУ ШАРІ****DETERMINATION OF AXIALLY-SYMMETRIC THERMAL STRESSES AND DISPLACEMENTS
IN AN ELASTIC CROSSWISE-INHOMOGENEOUS LAYER****Роман Кушнір, Юрій Токовий**

*Інститут прикладних проблем механіки і математики імені Я. С. Підстригача НАН України,
бул. Наукова, 3-б, м. Львів, 79060, Україна, e-mail: tokovyy@iapmm.lviv.ua*

In this talk, we present a technique for constructing an analytical solution to the axisymmetric heat-conduction, elasticity and thermoelasticity problems for an inhomogeneous layer, whose elastic and thermophysical properties vary arbitrarily within the thickness-coordinate. By making use of the direct integration method, the equilibrium and compatibility equations are reduced to the governing Volterra-type integral equations accompanied with both integral and local boundary conditions.

З використанням методу безпосереднього інтегрування визначальних рівнянь побудовано аналітичні розв'язки осесиметричних задач теорії пружності, теплопровідності та термопружності для шару, пружні та теплофізичні властивості якого є довільними функціями поперечної координати, за силового та теплового навантажень його поверхонь. За вказаного підходу вихідні рівняння такого класу задач зведено до ключових рівнянь для визначальних функцій, за які вибрано температуру та сумарні й поперечні напруження, з відповідними крайовими та інтегральними умовами. З використанням інтегрального перетворення Ханкеля за радіальною координатою, здійснено відокремлення змінних в отриманих рівняннях та умовах, після чого перші зведено до інтегральних рівнянь Вольтерри другого роду. Після побудови розв'язків цих рівнянь з використанням методу резольвентних ядер, знайдено визначальні функції, за якими, на основі інтегрування рівнянь рівноваги, побудовано вирази для усіх шуканих компонентів тензора напружень. Таку ж методику використано для розв'язання задачі теплопровідності у розглянутій області. Застосування цієї методики дозволяє побудувати розв'язки задач у вигляді явної функціональної залежності від факторів навантаження.

Зазначимо, що побудовані резольвентні ядра інтегральних рівнянь виражено лише через функції, що задають залежності властивостей матеріалу від поперечної координати, і є незалежними від факторів навантажень. Таким чином, їх побудова для конкретного неоднорідного матеріалу, дозволяє отримати розв'язок за довільних силових і теплових навантажень шару. Крім того, резольвентні ядра знайдено з використанням конструктивного алгоритму у вигляді безмежного ряду повторних інтегральних ядер, які згасають зі збільшенням номера. Це дає змогу, у тих випадках, коли аналітичне сумування вказаного ряду викликає ускладнення, використати наближену формулу обчислення резольвентних ядер, що складається зі скінченної суми перших повторних ядер. На основі виконаних обчислень, показано, що використання в цій сумі лише кількох членів дозволяє досягнути високої точності, що можна пояснити вдалим вибором вихідного ядра. У випадку, коли модуль зсуву є сталим або описується функцією, обернено пропорційною до лінійної, ядро ключового інтегрального рівняння тотожно дорівнює нулеві, внаслідок чого вдається побудувати відносно простий точний аналітичний розв'язок задач.

Той факт, що отриманий розв'язок задач теорії пружності й термопружності має вигляд явної функціональної залежності від силових факторів навантажень, дає можливість встановити, на основі коректного інтегрування співвідношень Коші, взаємно-однозначні співвідношення між зусиллями та переміщеннями на поверхнях неоднорідного шару. З використаннями отриманих співвідношень вдається побудувати розв'язки задач з крайовими умовами у термінах переміщень, або змішаними крайовими умовами, шляхом зведення їх до відповідних задач у напруженнях.

УДК 539.3: 534.1

ВПЛИВ ПОДАТЛИВОСТІ ДО ТРАНСВЕРСАЛЬНИХ ЗСУВУ ТА СТИСНЕННЯ НА ТЕМПЕРАТУРНІ НАПРУЖЕННЯ В КОМПОЗИТНИХ ПЛАСТИНАХ

INFLUENCE OF PLIABILITY TO TRANSVERSAL SHEAR AND COMPRESSION ON THE THERMAL
STRESSES IN COMPOSITE PLATES

Оксана Лесик¹, Віра Пакош²

¹Тернопільський національний економічний університет,
вул. Львівська, 11, м. Тернопіль, 46000, Україна;

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

On the basis of relations of the refined theory the analytical expressions for the thermal stresses in the composite plate-strip under uniform heating are obtained. The influence of these parameters on pliability to transversal shear and compression is investigated. A comparison of their values for the explicit and implicit account of pliability to compression with classical results is made.

Композитні пластини є одними з найпоширеніших елементів різноманітних конструкцій, котрі в експлуатаційних умовах зазнають інтенсивних температурних впливів. Визначенню та дослідженню термопружного стану тонкостінних елементів конструкцій присвячена на даний час значна кількість праць. Зокрема слід відмітити фундаментальні монографії [1, 2, 4, 6] та енциклопедію з термонапружень – «Encyclopedia of Thermal Stresses» (ETS) [7]. Однак, використовувані для цього теорії пластин і оболонок не дозволяють врахувати одну із характерних властивостей деформування тонкостінних елементів конструкцій із сучасних армованих композитів на полімерній основі – податливість до трансверсального стиснення [3].

У пропонованій доповіді приведені співвідношення уточненої теорії термопружності податливих до трансверсальних зсуву та стиснення пластин-смуг, котрі є наслідком більш загальних рівнянь для оболонок [5]. Для випадку рівномірного нагріву при жорстко защемлених та шарнірно закріплених на нижній лицевій площині видовжених краях отримані аналітичні вирази для температурних напружень. Проведено параметричний аналіз впливу податливості до трансверсальних зсуву та стиснення на їх величини. Зроблено порівняння їх значень при явному та неявному врахуванні податливості до стиснення з класичним результатом.

1. Коваленко, А. Д. Основы термоупругости. – К. : Наук. думка, 1970. – 307 с. 2. Методы расчета оболочек : в 5-ти т. / под общ. ред. А. Н. Гузя ; АН УССР. Ин-т механики : Т. 3. Теория упруго-пластических оболочек при неизотермических процессах нагружения / Ю. Н. Шевченко, И. В. Прохоренко. – 1981. – 296 с. 3. Механика композитных материалов и элементов конструкций : в 3-х т. / под общ. ред. А. Н. Гузя АН УССР, Ин-т механики АН УССР : Т. 1. Механика материалов / А. Н. Гузь, Л. П. Хорошун, Г. А. Ванин ... [и др.] ; под ред. Л. П. Хорошуна. – 1982. – 368 с. 4. Новацкий В. Вопросы термоупругости. М.: Мир, 1975. 872 с. 5. Пелех Б. Л. Обобщенная нелинейная теория термоупругих оболочек с учетом трансверсальных деформаций / Б. Л. Пелех, М. В. Марчук // Температурные задачи и устойчивость пластин и оболочек. Межвузовский науч. сб. – Саратов: Изд-во СГУ, 1988. – С. 6–8. 6. Подстригач Я. С., Швець Р. Н. Термоупругость тонких оболочек. – К.: Наук. думка, 1978. – 344 с. 7. Encyclopedia of Thermal Stresses / Hetnarski R.V. (ed.). – Springer, 2014. – Vol. 1 – 11.

УДК 539.3

МОДЕЛЮВАННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОМПОЗИТУ ЯК ОРТОТРОПНОГО МАТЕРІАЛУ

MODELING OF COMPOSITE PROPERTIES AS ORTHOTROPIC MATERIAL

Михайло Марчук¹, Назарій Лопух², Володимир Харченко³

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

²Центр математичного моделювання ІППММ ім. Я.С. Підстригача НАН України,
вул. Дж. Дудаєва, 15, м. Львів, 79005, Україна;

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

A special place in the synthesis of composite materials takes mathematical modeling of their properties. It allows you to explore a variety of physical processes with content, but described by the same mathematical relations. Naturally, a mathematical model will describe a formalized process of functioning as a composite of only approximately, covering only basic characteristic patterns.

Мінімально необхідний список фізичних констант для ортотропного матеріалу (матриці чи волокна, шару чи оболонки) включає пружні характеристики, термічні коефіцієнти та густину. Важливими є відносний об'ємний вміст матриці і волокон армування або товщини шарів для шаруватого композиційного матеріалу. Також зберігатимемо кут повороту осей ортотропії матеріалу відносно заданої системи відліку. Для визначеності вважатимемо, що для матриці композиційного матеріалу цей кут дорівнює нулю, тобто система відліку співпадає з осями ортотропії матриці. Більше того, ортотропні властивості матриць шарів композиту можуть бути приведені до однієї системи відліку. Також вважатимемо, що й приведені властивості композиту можуть бути представлені в цій системі відліку, яка співпадає з осями ортотропії матриць шарів композиту. Шари композиту складають макрошари, властивості яких усереднюємо з урахуванням товщини, а товщини шарів вважаємо постійними. Концепція макрошарів потрібна для реалізації процедур суб-моделювання в рамках 3D-елементів на основі попередніх розрахунків з використанням властивостей моно-шарів (2D-shell елементи). Кількість макрошарів деякого елемента конструкції дорівнює кількості розбиття на елементи по товщині. В свою чергу, макрошари композиційного елемента конструкції можна вважати монолітом (елемент конструкції або оболонка) з деякими приведеними властивостями, розрахованими за аналогічною схемою (з урахуванням постійних товщин макрошарів).

Інформація про композиційний матеріал повинна враховувати декілька ієрархічних рівнів: належність до деякого конструктивного елемента (шпангоут, днище тощо); належність до шару (з урахуванням макрошару); значення температури для заданих пружних констант; фізичні константи для матриці і волокон; список фізичних констант.

Для роботи з цими блоками даних організуємо багатомірний масив FRCMPROP(i, j, k, l, m) – [Fiber Reinforced Composite Material PROPERTIES], де перший індекс означає деяку характеристику, другий індекс означатиме температуру для заданих властивостей шару, третій індекс відповідає за матрицю чи одне з сімейств волокон шару, четвертий – номер шару, а п'ятий індекс – елемент конструкції. Зауважимо, що для виділення макрошарів з набору шарів елемента конструкції, треба згрупувати декілька послідовних шарів в наборі. Для цього організуємо 2D-масив ознак групування шарів у макрошари IDMLAYER, за даними якого можна сформулювати 2D-масив NMLAYERS, що міститиме в першому рядку – кількість шарів, в другому ряду – кількість макрошарів, а в наступних рядках – кількості шарів у рамках кожного макрошару.

УДК 539.3:536.424

МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРМОПРУЖНОЇ ПОВЕДІНКИ ШАРУ В ОБЛАСТІ СТРУКТУРНИХ ПЕРЕТВОРЕНЬ ПРИ ЗМІНІ ТЕМПЕРАТУРИ

MODELING OF THERMOELASTIC BEHAVIOR OF LAYER IN THE DOMAIN OF STRUCTURE TRANSFORMATIONS UNDER TEMPERATURE CHANGING

Олексій Онишко¹, Аніда Станік-Беслер², Богдан Боженко¹

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

²Політехніка Опольська,
вул. Озімська, 75, м. Опольце, 45036, Польща

On the base of a model for quantitative description of a physicomachanical processes of shape memory materials the phase composition and stress state of layer under periodical temperature changing on its surfaces is researched.

Сплави з пам'яттю форми, в яких в певному діапазоні температур відбувається твердофазне мартенситне перетворення, знаходять широке застосування в багатьох галузях сучасної науки і техніки. Фазове перетворення полягає в тому, що кристалічна ґратка високотемпературної (аустенітної) фази перетворюється в іншу ґратку низькотемпературної (мартенситної) фази. Перетворення може відбуватися як внаслідок зміни температури, так і в результаті дії механічного навантаження. Суттєвою характеристикою таких перетворень є наявність гістерезису: як правило, перетворення аустеніту в мартенсит відбувається при істотно нижчих температурах, ніж обернене перетворення. Так, мартенсит починає утворюватись при температурі T_{Ms} , а завершується перетворення при T_{Mf} , відповідно, утворення аустеніту з мартенситної фази починається при T_{As} і завершується при T_{Af} . Параметри гістерезису $T_{As} - T_{Mf}$ і $T_{Af} - T_{Ms}$ є характеристиками матеріалу. Для багатьох сплавів $T_{Ms} < T_{As}$.

В роботі на основі побудованої авторами моделі для кількісного опису поведінки тіл з матеріалів з пам'яттю форми, визначається фазовий та напружений стан шару, виготовленого з таких матеріалів, при періодичній зміні температури за часом. Розглядається пружний, однорідний в початковому стані безмежний шар товщини $2h$ ($-h \leq z \leq h$), вільний від зовнішніх навантажень на поверхнях $z = \pm h$ та жорстко защемлений по краях. Приймається, що в початковий момент часу $\tau = 0$ фазовий склад шару характеризується певним фіксованим однорідним вмістом мартенситу $\Xi = \Xi_0$, його температура постійна і становить $T = T_0$, при чому T_0 знаходиться в діапазоні $T_{Ms} < T_0 < T_{As}$. На основах $z = \pm h$ шару при $\tau > 0$ підтримується періодична в часі температура $T(\pm h, \tau) = T_0 \pm t \sin \omega \tau$, де t – амплітуда коливаний температури, при чому виконуються умови $t < T_0 - T_{Mf}$ і $t < T_{Af} - T_0$.

За зроблених припущень та малих значень ω температурне поле в пластині буде $T = T_0 + t \frac{z}{h} \sin \omega \tau$. Тоді в період часу $0 < \tau < \frac{\pi}{2\omega}$ в частині пластини $z < 0$ може утворюватись мартенсит (тобто $\Xi \geq \Xi_0$), а в частині $z > 0$ – відбуватися обернене перетворення (тобто $\Xi \leq \Xi_0$). В інтервалі $\frac{\pi}{2\omega} < \tau < \frac{\pi}{\omega}$ розподіл фаз в пластині не змінюється, а для $\frac{\pi}{\omega} < \tau < \frac{3\pi}{2\omega}$ вже при $z < 0$ може утворюватись аустеніт, а при $z > 0$ – мартенсит.

Досліджено фазовий склад та напружений стан пластини для основних (характеристичних) моментів часу.

УДК 539.3

КВАЗИСТАТИЧНІ ТЕМПЕРАТУРНІ НАПРУЖЕННЯ У ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОМУ КУСКОВО-ОДНОРІДНОМУ КІЛЬЦІ

QUASI-STATIC TEMPERATURE STRESSES IN THE ELASTO-PLASTIC PIECEWISE-HOMOGENEOUS RING

Тетяна Соляр

*Інститут прикладних проблем механіки і математики імені Я. С. Підстригача НАН України,
вул. Наукова, 3-б, м. Львів, 79060, Україна, e-mail: tanua@iapmm.lviv.ua*

An approach to calculate the axially symmetric elastic-plastic state of piecewise-homogeneous rings is developed, the rings being under the action of applied load and under the conditions of non-stationary heating. The elastic-plastic state under power load is found by analytical method and reduced to solution of

non-linear algebraic equations. The solution of non-stationary thermoplasticity problem is realized using the Laplace integral transformation to find the temperature and the numerical and analytical approaches to find the stresses. The efficiency of approach is illustrated for the case when the yield point depends on the temperature.

У літературі найбільш повно розвинено методи та підходи до розрахунку напружень у кусково-однорідних кільцях при їх пружному деформуванні. Значно менше вивчені ці питання за врахування пластичного деформування, що пов'язано з нелінійністю таких задач.

Розглянуто кусково-однорідне кільце, що складається з довільної кількості однорідних кілець. Приймали, що до меж кільця прикладені зусилля. Покладали, що на стику кілець має місце ідеальний механічний контакт; при пластичному деформуванні напруження задовольняють умову Мізеса. Розв'язок задачі в пластичній області записано в аналітичному вигляді з використанням відомих у літературі підходів. У пружній області напруження зображено в матричному вигляді. Після задоволення умов на межі пружної і пластичної областей задачу зведено до розв'язування трансцендентних рівнянь. Розглянуто окремо випадки, коли пластичність зароджується біля межі пластинки або у внутрішніх кільцях. З використанням розробленого підходу виконано розрахунки пружно-пластичного стану тришарових кілець для випадків, коли пластичність виникала в одному або в двох кільцях. Виявлено закономірності в розподілі напружень, у тому числі і залишкових.

При розгляді задачі термопластичності приймали, що внутрішня і зовнішня межі кільця нагріваються шляхом теплообміну згідно із законом Ньютона із середовищами, які мають змінні в часі температури; температура кільця в початковий момент часу дорівнює нулеві. Для знаходження температури використано перетворення Лапласа за часовою координатою. Обернене перетворення проведено числово на основі модифікованої формули, адаптованої до розв'язування даного класу задач. Розв'язок задачі в пластичній області при незалежній від температури межі текучості записано в аналітичному вигляді. Після задоволення умов на стику пружної й пластичних областей задачу зведено до розв'язування нелінійних рівнянь.

Розглянуто також випадок, коли межа текучості в пластичній області залежить від температури. Задача знаходження напружень у цій області зведена до задачі Коші, для розв'язування якої в сучасних комп'ютерних програмах розроблено відповідні процедури. Визначення радіальної координати, що розміщена на межі пружних і пластичних областей, проведено числово. Виконано розрахунок термопластичного стану дво- та тришарових кілець. Розглянуто задачу про створення залишкових напружень стиску за допомогою локального нагріву нормально-круговим джерелом тепла. Встановлено умови нагріву, за яких залишкові напруження є стискувальними і максимальними за величиною.

УДК 539.3

ЗАЛИШКОВІ НАПРУЖЕННЯ У ТИТАНОВІЙ ОБОЛОНЦІ ОБЕРТАННЯ ЗУМОВЛЕНІ ПОЛІМОРФНИМИ ПЕРЕТВОРЕННЯМИ ПРИ ЛОКАЛЬНОМУ НАГРІВІ

RESIDUAL STRESSES IN TITANIUM CIRCULAR SHELL CAUSED BY POLYMORPHIC TRANSITION DURING LOCAL HEATING

Ігор Чупик, Івона Муліцка

¹*Інститут прикладних проблем механіки і математики імені Я. С. Підстригача НАН України, вул. Наукова, 3-б, м. Львів, 79060, Україна, dept13@iapmm.lviv.ua;*

²*Політехніка Опольська, вул. Озімська, 75, м. Ополь, 45036, Польща*

Numerical methodic based on finite element method for definition of residual stress state of local heated axis symmetric shell made from titanium alloy is developed on the basis of finite element method. Polymorphic transition in homogeneous non equilibrium phase state are taken into account

У сучасному машинобудуванні широко використовують елементи, виготовлені із високоміцних матеріалів. Такі елементи піддають різним видам технологічного нагріву, внаслідок якого в локальних областях змінюється фазовий склад, що приводить до появи залишкових напружень і може бути причиною руйнування цих елементів. Тому актуальною і важливою є проблема оптимізації режимів обробки деталей і вузлів машин, виготовлених із високоміцних матеріалів, зокрема широко використовуваних в інженерній практиці титанових сплавів.

Метою роботи є математичне моделювання та дослідження напруженого стану оболонки обертання, виготовленої із титанового сплаву ВТ-23 при локальному кільцевому осесиметричному нагріві. Приймається, що оболонка вільна від зовнішніх механічних навантажень. Температура нагріву оболонки знаходиться в діапазоні від 20°C до 720°C. Вважаємо, що при нагріві температура змінюється по твірній і є сталою за товщиною. При цьому температурне поле в оболонці описується співвідношенням:

$$t = t(t_1, t_0, z_0, z), \quad (1)$$

де t_0 – температура навколишнього середовища, t_1 – максимальна температура у центрі зони нагріву, z_0 – пів-ширина локальної зони нагріву, z – поточна координата, а залишкові напруження – співвідношенням:

$$d\sigma_{ij} = \frac{E}{1+\nu} \left(de_{ij} + \frac{1}{1-2\nu} [\nu de - (1+\nu) de_{\Sigma}] \delta_{ij} \right), \quad (2)$$

де $d\sigma_{ij}$ - прирости компонент тензора напружень; de_{ij} – прирости компонент тензора деформації; E – модуль Юнга; ν – коефіцієнт Пуассона; $e = e_{11} + e_{22} + e_{33}$; δ_{ij} – символ Кронекера; $i, j = (1,2,3)$; $de_{\Sigma} = 3\beta d\xi$, β – лінійний коефіцієнт дилатації структури, ξ – ступінь повноти фазового перетворення.

Зазначимо, що залишкові напруження після нагріву визначаються на основі рівняння (2), так як причиною виникнення залишкових напружень у нашому випадку є не термопластична деформація, а неоднорідний фазовий стан, що фіксується при швидкому охолодженні.

Як приклад розглянуто локальний нагрів циліндричної оболонки з наступними геометричними і фізичними параметрами: радіус серединної поверхні оболонки $R = 0.0245$ м, товщина $2h = 0.001$ м, $E = 106$ МПа, $\nu = 0.3$. З отриманих результатів випливає, що розподіл тимчасових і залишкових напружень суттєво залежить від наявного фазового складу матеріалу.

1. Ильин А.А., Коллеров М.Ю., Засыпкин В.В., Майстров В.И. Объемные изменения, происходящие в (а-в)-титановых сплавах при полиморфном превращении // Металловедение и термическая обработка. – 1986. – №1. – С. 52-55.

WWW

СЕКЦІЯ 4

МОДЕЛЮВАННЯ, СИНТЕЗ І ОПТИМІЗАЦІЯ МАШИНОБУДІВНИХ
КОНСТРУКЦІЙ

УДК 621.833.1.001.2

БАГАТОПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ
ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ЦИЛІНДРИЧНИХ РЕДУКТОРІВMULTIPARAMETER SYNTHESIS OF KEY ELEMENTS OF STRUCTURES GEARS HELICAL
GEARBOXES

Олена Васильсва

*Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, 79007, Україна**The method of synthesis of multi structural elements gears with the development of optimization mathematical model.*

Важливою задачею сучасного машинобудування є забезпечення обґрунтованого вибору оптимальних параметрів запроектованої конструкції. Особливо це відноситься до конструкцій, які працюють в умовах можливих значних перевантажень. Стосовно зубчастих передач редукторів питаннями оптимізації конструктивних елементів займалися К.І. Заблонський, А.Ф. Кіріченко, В.П. Шишов та інші. Але розроблені ними методи стосуються лише окремих елементів зубчастих коліс і валів передачі без використання інформаційних технологій. Тому була поставлена задача розробити таку методологію, яка б дозволила синтезувати основні оптимальні елементи конструкцій зубчастих коліс циліндричних редукторів згідно їх службового призначення з використанням інформаційних технологій.

Для визначення оптимальних розмірів конструктивних елементів зубчастих коліс у залежності від їх напружено-деформованого стану необхідно отримати залежності, які б дозволяли виводити відповідні методи інформаційних технологій. У цьому випадку необхідно було визначити вхідні дані, з допомогою яких можливо отримати розрахункові залежності.

Математичну оптимізаційну модель можна записати так:

функція мети

$$Q_{Bi} \Rightarrow \min ; \quad (1)$$

за критерієм

$$|Q_{ei} - Q_{Hi}| \Rightarrow \min ; \quad (2)$$

при обмеженнях

$$\left. \begin{aligned} a_1 &\leq y_{ba} \leq b_1 \\ a_2 &\leq L \leq b_2 \\ a_3 &\leq T_B \leq b_3 \\ a_4 &\leq T_E \leq b_4 \\ a_5 &\leq V_1 \leq b_5 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$p \geq [p]. \quad (4)$$

де a_1, a_2, \dots, a_5 – мінімальні значення експлуатаційних і конструктивних чинників, які визначають на стадії розроблення технічного завдання на проектування; b_1, b_2, \dots, b_5 – максимальні значення чинників; p – імовірність попадання точки дослідження в область допустимих розв'язків, яка оточена n -мірним паралелепіпедом, що визначається обмеженнями (3) та критерієм (2); $[p]$ – допустиме значення імовірності попадання точки дослідження в область допустимих розв'язків.

Для розв'язання представленої оптимізаційної задачі використовуємо метод Монте-Карло та розробляємо алгоритм, який включає всі необхідні розрахунки для зубчастої передачі з одночасним визначенням критеріїв оптимізації. На підставі алгоритму був розроблений пакет прикладних програм, який дозволив з використанням комп'ютера виконати розв'язування поставленої задачі. Розроблений метод синтезу конструктивних елементів циліндричної зубчастої передачі дозволяє скоротити цикл конструкторської підготовки виробництва.

УДК 621.822.57

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ НА КОНІЧНИХ ГАЗОВИХ ПІДВІСАХ

SPINDLE ASSEMBLY DESIGN DATA OPTIMIZATION ON CONICAL GAS BEARINGS

Інна Віштак

*Вінницький національний технічний університет,
вул. Хмельницьке шосе 95, м. Вінниця, 21021, Україна*

Spindle assembly design data optimization on gas bearings was spent on rigidity maximum and a carrying power for a bearing with a boost gas charging crack, and for bearing with longitudinal slots on a maximum of spindle assembly rigidity to gas expenses.

Шпиндельні вузли на конічних підвісах прості за конструкцією (рис. 1) і перспективні для використання в прецизійних верстатах.

Більшість проблем, що постають перед розробниками конічних підвісок, полягають у визначенні статичних характеристик (вантажопідйомності, жорсткості, витрат стиснутого газу) та у раціональному виборі конструктивних параметрів.

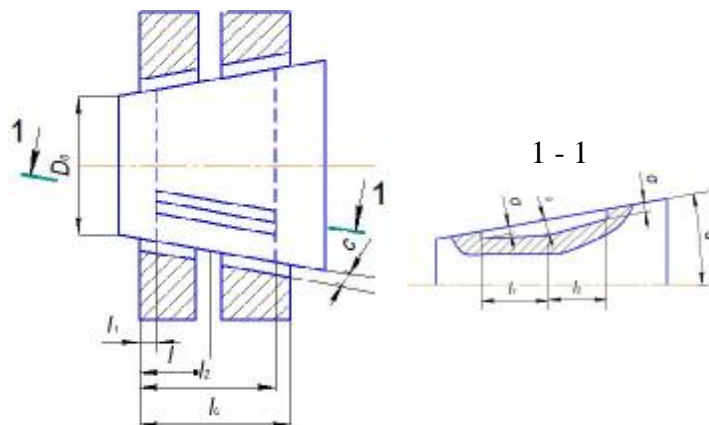


Рис. 1. Конічна газостатична опора з поздовжніми глухими канавками змінної глибини

Враховуючи технологічні допуски, умови працездатності підвісу (відсутність контакту між валом та втулкою), визначаємо максимальну піднімальну силу F та відновлювальний момент M шпиндельного вузла отримаємо:

$$F = 4 R_0^2 p_a \left((K_{ee}^* - K_{eJ}^*) e + 0,9 K_{eJ}^* \right). \quad (1)$$

$$M = 4R_0^2 p_a \left((K_{Je}^* - K_{JJ}^*) e + 0,9 K_{JJ}^* \right). \quad (2)$$

Оптимальні конструктивні параметри газостатичних опор (див. рис. 1) наведено в табл. 1.

Таблиця 1

Оптимальні значення безрозмірних параметрів ξ_1 , та ξ_2 (максимум $K_{\varepsilon\varepsilon}^*/Q^*$) конічного газового підвісу з поздовжніми канавками змінної глибини

λ	ξ_0	ξ_1	ξ_2	F_c^*	K_c^*	M^*	$K_{\varepsilon\varepsilon}^*$	$K_{\varepsilon v}^*$	K_{vv}^*	K_{vc}^*	Q^*
$P_H=5; \alpha=2^0; \nu=0,25; v=0,4$											
2	0,52	0,08	0,93	0,93	0,006	0,02	1,78	0,007	3,82	0,07	77
3	0,54	0,08	0,93	1,45	0,009	0,039	2,39	-0,05	7,90	0,07	53

Витрати газу для роботи шпindelного вузла

$$Q = \frac{p k p_a^2}{m} \left(c^3 Q_p^* + \sum_{i=1}^2 h_{0i}^3 Q_{0i}^* \right). \quad (3)$$

УДК 004.422.8:621.01

АВТОМАТИЗОВАНИЙ КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ЧОВНИКА НИТКОШВЕЙНОЇ МАШИНИ

AUTOMATED KINEMATIC ANALYSIS OF THE MECHANISM OF SHUTTLE SEWING MACHINE

Віталій Влах

Українська академія друкарства,
вул. Підголоско, 19, м. Львів, 79020, Україна

The paper presents the analysis of the mechanism of shuttle sewing machine in specialized computer-aided design. The proposed CAD created by the author of this article. It has high computational capabilities, high levels of visualization and easy to use. This software can be used by engineers, students, scientist and in education process.

Сьогодні існує багато САПР, які дозволяють проводити кінематичний та динамічний аналіз механізмів. Це, переважно, великі потужні системи, які дорого коштують, складні в користуванні, потребують додаткових знань та великих апаратних ресурсів робочого комп'ютера. Тому автором даної праці було прийнято рішення створити власне, просте в користуванні програмне забезпечення (рис. 1), яке дозволяло б розраховувати механізми на кінематичні та динамічні характеристики, а також проводити динамічний синтез.

Можливості автоматизованого розрахунку запропонованої програми будуть розглянуті на прикладі механізму човника ниткошвейної машини. Кінематична схема цього механізму формується з кривошипа і приєднаних до нього групи Ассур I виду та групи Ассур II виду з рухомою напрямною.

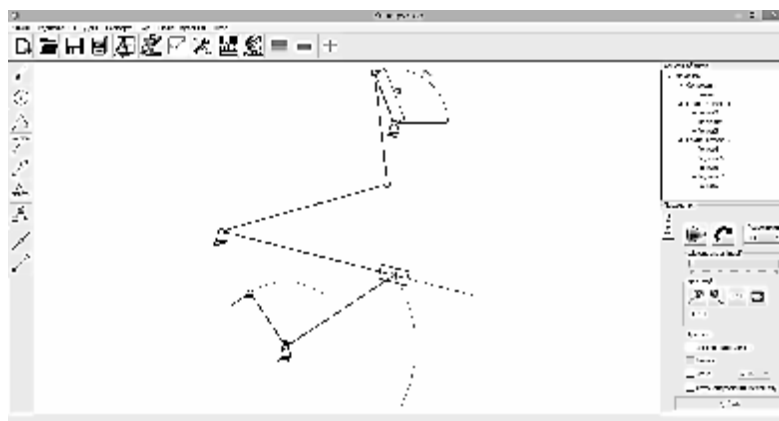


Рис. 1. Робоче вікно програми

Створена система має дерево побудови, результати обчислень видаються у вигляді графіків та таблиць, можливий перегляд анімації руху та формування коду LISP-програми (для AutoCAD), що описує 3D-модель механізму.

УДК 622.692.2, 66.083.2

ОБЛАДНАННЯ ТА МЕТОДИ РЕКУПЕРАЦІЇ ВУГЛЕВОДНЕВИХ ПАРІВ

EQUIPMENT AND METHODS FOR REUSING STEAM HYDROCARBONS

Сергій Гарбуз, Микола Удянський, Олександр Ковальов

Національний університет цивільного захисту України,
вул. Чернишевська, 94, м. Харків, 61023, Україна

The expediency of the development and implementation of filters capture and recovery oil product vapors that can be installed on the combined mechanical breathing valve and the existing reservoir, without changing its structure

Актуальною проблемою, що виникає при експлуатації резервуарів зберігання нафтопродуктів є боротьба з втратами від випаровування, які відбуваються при зливо-наливних операціях, «великих» і «малих» диханнях резервуарів, при транспортуванні нафти і нафтопродуктів, аварійних витоків і надзвичайних ситуаціях. Втрати від випаровування нафтопродуктів наносять значний економічний і екологічний збиток. Основні втрати нафтопродуктів відбуваються при їх зберіганні в резервуарах, внаслідок недосконалості конструкції резервуарів і відсутністю спеціального обладнання, що зменшує ці втрати.

Відповідно до рекомендацій Європейської Комісії з охорони навколишнього середовища, в ЄС діють нормативи на уловлювання парів вуглеводнів, при цьому всі АЗС і резервуарні парки нафтобаз, термінали завантаження світлих нафтопродуктів (у тому числі і автоцистерни) оснащені різними системами уловлювання парів бензину, що забезпечують повноту уловлювання не менше 80% вуглеводнів.

В Україні всі великі резервуарні парки нафтобаз морально і фізично застаріли, вони були спроектовані і побудовані за часи СРСР і з того часу не піддавались істотній модернізації, тому актуальним напрямом підвищення екологічної та економічної ефективності експлуатації резервуарів зберігання нафтопродуктів, є розробка систем уловлювання та рекуперації парів нафтопродуктів, які можливо застосовувати без істотних змін у конструкції існуючих резервуарів.

Найбільш доцільним з технічної та економічної точок зору є розробка та впровадження фільтрів парів нафтопродуктів, які можуть бути встановлені на поєднаний механічний і дихальний клапан існуючого резервуару, без зміни його конструкції (рис. 1).

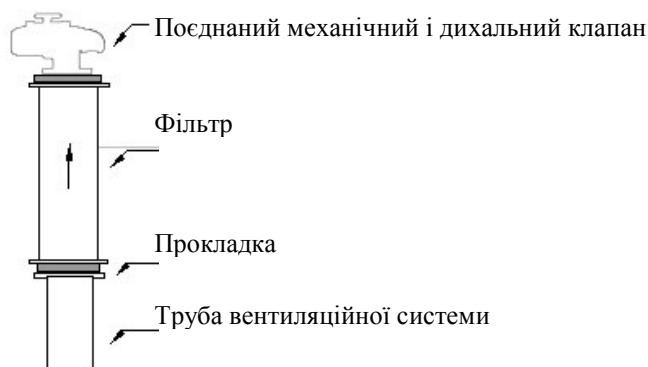


Рис. 1. Принципова схема монтажу фільтра парів нафтопродуктів

Для забезпечення мінімальної ваги та габаритних розмірів фільтрів, що пропонуються, доцільно застосовувати сорбційно-динамічний принцип фільтрації з олеофобним фільтрувальним елементом та системою скидання сконденсованих нафтопродуктів до резервуару.

УДК 629.45.027.35

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕГУЛЬОВАНИХ КОМПАКТНИХ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ КОЛИВАНЬ

OPTIMIZATION OF MANAGED COMPACT DYNAMIC VIBRATION ABSORBERS

Богдан Дівесв, Віктор Мартин, Ігор Дорош

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

The paper deals with the methods of numerical analysis and optimization of compact managed dynamic vibration absorbers. Mathematical model for the sensitive element vibration level decreasing by means of optimal designed dynamic vibration absorbers is proposed.

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 або маятникового типу. Розглядається компактний регульований ДГК коткового типу (рис. 1) з прецизійним налаштуванням на задану робочу частоту з одночасним забезпеченням його оптимальних демпфуючих властивостей.

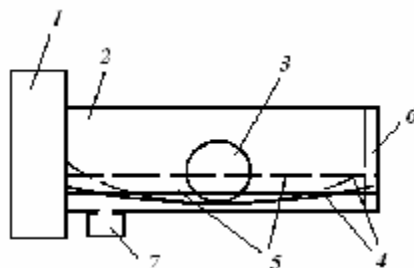


Рис. 1. Динамічний гасник коливань 2, що містить вібропоглинаючий інерційний елемент жорстко закріплений до амортизованого об'єкта 1 і містить контейнер 2 з рухомою масою 3 та пластиною змінної кривизни 3. Контейнер наповнений в'язкою рідиною 4. Кривина пластини 5 регулюється притискним пристроєм 6. Рівень масла регулюється через клапан 7.

Для розрахунків отримана математична модель, що розглядає довільну кількість ДГК. Розрахунки велися на основі алгоритмів [3,4]. Цільова функція для оптимізації ДГК задавалася як максимальне відхилення базисної конструкції у деякому частотному діапазоні

$$CiL = \text{Max}(u_1(f)), af_R < f < bf_R.$$

Проведено оптимізацію (за допомогою генетичного алгоритму). Застосування системи ДГК дозволило мінімізувати вібрацію амортизованого об'єкта у широкому частотному діапазоні, що включає як резонансну частоту базисної конструкції, так і преуалюючу частоту зовнішнього збурення. 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. Дівеєв Б. М., Вікович І. А., Мартин В. Є., Дорош І. Р. *Зменшення амплітуди коливань за допомогою комбінованих динамічних гасників коливань // Вібрації в техніці і технологіях, 2014, №4(76), - С.5 - 9.* 4. Diveyev Bohdan, Vikovych Igor, Dorosh Ihor, Kernytskyu Ivan. *Different type vibration absorbers design for beam-like structures. Proceeding of ICSV19, Vilnius, Lithuania, July 08-12, 2012 (electronic edition)*

УДК 621.01

ВАЖІЛЬНІ МЕХАНІЗМИ З РЕГУЛЬОВАНОЮ АМПЛІТУДОЮ КОЛИВАННЯ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

LINKAGE MECHANISMS WITH REGULATED VALUE OF ANGULAR VELOCITY OF THE OUTPUT LINK

Ярослав Кіницький, Олена Головка

*Хмельницький національний університет,
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна*

The paper deals with the linkage mechanisms with regulated value of angular velocity of the output link, which is easily achieved by changing of an axial distance or by means of the changing of the rotation center of the output link.

У сучасній техніці отримали застосування механізми, які забезпечують при сталому обертовому русі вхідної ланки нерівномірний обертовий рух вихідної ланки. До таких механізмів належать зубчасті механізми з некруглими колесами, які мають у своєму складі вищу кінематичну пару і складні у виготовленні, та важільні механізми, які є більш прості у виготовленні. Прикладом таких механізмів є двокривошипний кулісний та шарнірний чотириланковий механізми, які при сталій кутовій швидкості вхідної ланки забезпечує змінну кутову швидкість вихідної ланки. Змінюючи міжосьову відстань $a=AC$ ($0 < a < b$) цих механізмів (рис. 1, рис. 2) можна регулювати амплітуду коливань швидкості ланки 3 (декларат. пат. № 87123 України, МПК кл. F16H 25/00).

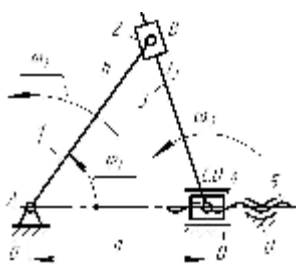


Рис. 1. Центральний двокривошипний кулісний механізми: $a \neq \text{const}$

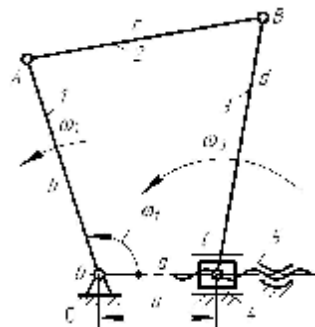


Рис. 2. Двокривошипний шарнірний чотириланковий механізми: $a \neq \text{const}$

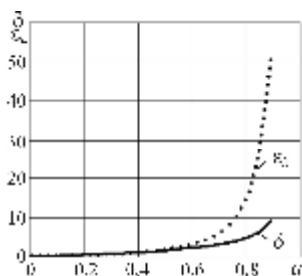


Рис. 3. Діаграми зміни коефіцієнтів нерівномірності руху та динамічності ланки 3 (див. рис. 2)

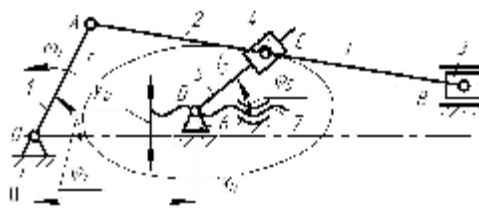


Рис. 4. Двокривошипний шестиланковий важільний механізм з регульованою міжосьовою відстанню

На рис. 3 для прикладу наведено діаграми зміни коефіцієнтів нерівномірності руху δ та динамічності e_d двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму залежно від міжосьової відстані a . За допомогою цих діаграм, знаючи потрібні значення δ чи e_d , можна знайти відповідний діапазон регулювання міжосьової відстані a або навпаки, знаючи величину міжосьової відстані a , можна знайти відповідне значення δ чи e_d .

Ще одним прикладом є двокривошипний шестиланковий важільний механізм з регульованою міжосьовою відстанню OD ($OD = \sqrt{x_D^2 + y_D^2}$) (рис. 4), в якому центр обертання вихідної ланки 5 розміщується в середині шатунної кривої, яку описує точка приєднання C , що дозволяє ланці 5 здійснювати обертовий рух зі змінною кутовою швидкістю, а змінюючи її центр обертання змінюється амплітуда коливання кутової швидкості цієї ланки (декларац. пат. на корисну модель, заявка № u 2014 11129 від 13.10.2014 р.).

Зміну положення центра обертання вихідної ланки в цих механізмах (рис. 1, рис. 2, рис. 4) можна здійснювати навіть під час руху. Такі механізми легко вписуються в системи автоматичного керування машин.

УДК 629.369

СТРУКТУРНИЙ І КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ЦИКЛОВИХ КРОКУЮЧИХ РУШІВ МОБІЛЬНИХ РОБОТОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

STRUCTURAL AND KINEMATIC ANALYSIS OF CYCLIC WALKING DRIVERS OF MOBILE ROBOTIC SYSTEMS

Віталій Корендій, Олександр Бушко, Назар Іванус

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

The paper presents the description of usage areas of walking drivers. The review of their basic types is submitted. Structural and kinematic diagrams of cyclic walking drivers built on the basis of plain four- and six-linked mechanisms with one or two degrees of freedom are considered.

Переважна більшість наземних транспортних засобів мають колісний або гусеничний рушій. Необхідність їх застосування та подальшого удосконалення обґрунтовується відносною простотою конструкції та високою ефективністю роботи. Однак трапляються такі експлуатаційні ситуації, коли використання колісних чи гусеничних рушіїв є недоцільним, неефективним, а інколи навіть і неможливим. Тому постійно проводяться дослідження, які стосуються розроблення нових типів рушіїв, що відповідають вимогам високої профільної та ґрунтової прохідності, екологічності, маневреності тощо. До них, зокрема, відноситься крокуючий рушій.

Крокуючі рушії поділяються на «плоскі», які забезпечують відносний рух опорної точки в одній площині – площині крокування, та «просторові», які здійснюють відносно просторове переміщення опорної точки. Серед плоских крокуючих рушіїв найбільш широко використовуються телескопічна, ортогональна і пантографна схеми, а також циклові механізми (рис. 1).

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. На рис. 1 зображено різні структурні схеми циклових крокуючих рушіїв, побудованих на основі плоских чотири- (рис. 1, а, б, г) та шестиланкових (рис. 1, в) механізмів з одним (рис. 1, а, в, г) або двома (рис. 1, б) ступенями вільності.

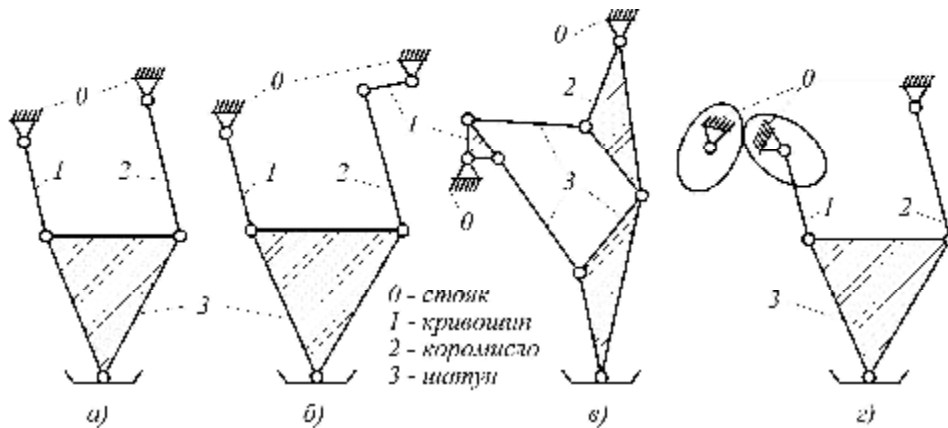


Рис. 1. Структурні схеми циклових крокуючих рушіїв: а – чотириланковий; б – чотириланковий з можливістю зміни положення осі коромисла; в – шестиланковий; г – чотириланковий із коректором закону обертання кривошипа за допомогою некруглих коліс

УДК 62-783.67:66.046.51

ДО ПИТАННЯ МОДЕЛЮВАННЯ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ, ЯКІ ЗДІЙСНЮЮТЬ ЗВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНИЙ РУХ НАСОСІВ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ КОРОЗІЙНО-АБРАЗИВНИХ СЕРЕДОВИЩ

TO MODELING FRICTION UNITS ENGAGED RECIPROCATING PUMPS FOR CORROSIVE ABRASIVE MEDIA

Василь Негрич, Тетяна Войцехівська, Анна Сумер

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

The paper presents modeling of friction performing reciprocating pumping corrosive abrasive environments.

Згідно рекомендацій [1] моделювання вузлів тертя, які здійснюють зворотно-поступальний рух для перекачування корозійно-абразивних середовищ здійснюють з витримуванням геометричної подібності в масштабі $C_T=1,35\dots 73,5$.

Визначимо параметри моделі зношування за методикою, викладеною в [2].

$$\frac{d\Delta M}{dL_T} = k \cdot \sigma^m, \quad (1)$$

де ΔM – масовий знос; L_T – шлях тертя; k, m – параметри моделі; σ – тиск.

При сталому навантаженні після інтегрування залежність (1) набирає вигляду:

$$\Delta M = k \cdot S^m L_T. \quad (2)$$

Інтенсивність масового зносу становитиме

$$I_m = \frac{\Delta M}{L_m} = k \cdot S^m. \quad (3)$$

У випадку сталого навантаження, лінія на графіку, яка відображає залежність масового зносу від шляху тертя близька до прямої. Вважаємо, що має місце лінійна залежність і приймаємо показник степеня $m=1$. Враховуючи числове значення тиску в контакті визначаємо значення k для кожного виду зміцнення:

З врахуванням масштабного коефіцієнту переходу від лабораторного зразка до натурального об'єкту очікувана інтенсивність масового зношування реального штока після гартування СВЧ:

$$I_{m10} = 2,344 \cdot 10^{-3} \cdot S, \text{ г/м}. \quad (4)$$

Очікувана інтенсивність лінійного зношування для штоків нафтопромислових насосів становитиме після гартування СВЧ:

$$I_{h10} = 4,952 \cdot 10^{-7} \cdot S, \text{ мм/м}. \quad (5)$$

Похибка розрахункового і реального значення інтенсивності зносу складає близько 13,79 %. Таким чином, спостерігається добра кореляція розрахункових і дослідно-практичних результатів, що, в свою чергу, підтверджує правильність обраної методики лабораторних досліджень.

1. *Справочник по триботехнике [в 3 т.] / [Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе.] – М: Машиностроение, 1989. – Т 1: Теоретические основы. – 1989. – 400 с. 2. Кузьменко А.Г. Методи розрахунків і випробовувань на зношування та надійність: [навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів] / А.Г. Кузьменко – Хмельницький: ТУП, 2002. – 151 с.*

УДК 621.1

МОРФОЛОГІЧНІ ОСНОВИ СИНТЕЗУ СТРУКТУРИ ПРУЖНО-ДЕМПФУВАЛЬНИХ ЛАНОК МАШИН ЗМІННОЇ ЖОРСТКОСТІ З КАНАТНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

MORPHOLOGICAL FUNDAMENTALS OF STRUCTURE SYNTHESIS ELASTIC-DAMPING LINKS OF MACHINES VARIABLE STIFFNESS WITH ROPE ELEMENTS

Владислав Проценко, Оксана Клементьєва

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

The paper analyzed the existing methods of building links variable stiffness. Specifies the existing classification methods provide variable stiffness elastic-damping links, allowing formalize their description and simplify the organization system synthesis of these technical solutions. For parts from steel ropes shows how to change stiffness. The results include morphological basis for systematic synthesis of structure elastic-damping variable stiffness links, including rope elements.

Задача створення пружних ланок, що мають змінну жорсткість, привела дослідників до розроблення низки оригінальних пристроїв: муфт, пружних елементів, вантажних підвісок, амортизаторів. Відомі на сьогодні способи забезпечення змінної жорсткості пружних ланок, створених на основі пружних елементів з власною лінійною характеристикою І.Сидоренком, узагальнено до таких: послідовне навантаження пружних елементів; «нетрадиційний» спосіб навантаження пружних елементів; забезпечення змінного положення точки (лінії) прикладення навантаження до пружного елемента.

Наведена класифікація має недостатню чіткість та формалізованість, що ускладнює реалізацію системного підходу у синтезі нових технічних рішень при створенні ланок змінної жорсткості. Ці обставини вимагають уточнення наведеної класифікації з урахуванням переваг сталевих канатів як

пружних елементів. Досягнення поставленої мети можливе за рахунок аналізу узагальненої формули для визначення деформації перерізу $ДП$ пружного елемента:

$$ДП = \frac{ВСФ}{ЖП}, \quad (1)$$

де $ВСФ$ – внутрішній силовий фактор; $ЖП = M \times ГХП$ – жорсткість перерізу; M – модуль пружності матеріалу; $ГХП$ – геометрична характеристика перерізу.

$$ДП = \frac{ВСФ}{M \times ГХП}. \quad (2)$$

Оскільки деформація $ДП$ базового пружного елемента визначає жорсткість пружної ланки, в якій його застосовано, формула (2) дозволяє уточнити наведену класифікацію до наступного вигляду: послідовне навантаження пружних елементів; попереднє навантаження (деформація) пружних елементів; забезпечення змінного положення точки (лінії) прикладення навантаження до пружного елемента ($ВСФ = var$); зміна жорсткості перерізу ($ЖП = var$).

У суцільнометалевих пружних елементах можлива зміна $ГХП$ (роботи І. Сидоренка). Оскільки зведена згинальна жорсткість \bar{B} сталевих канатів описується рівнянням (3), то для них можлива зміна всієї жорсткості шляхом керування пружною жорсткістю B чи триборжорсткістю b :

$$\bar{B} = B \pm b. \quad (3)$$

Відтак запропонована уточнена класифікація містить морфологічні основи для системного синтезу структури пружно-демпфувальних ланок змінної жорсткості, в тому числі з канатними елементами.

УДК 629.114.4

ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА ПАЛИВНИХ БРИКЕТІВ

THE RATIONALE OF MAIN PERFORMANCE PARAMETR FOR PRODUCTING FUEL BRIQUETTES

Віктор Пурдик

*Вінницький національний технічний університет,
вул. Хмельницьке шосе 95, м. Вінниця, 21021, Україна*

The text presents the main advantages of briquettes used and identified key parameters that influence the degree of compaction of raw materials, namely, pressure, speed, direction of pressing, size fractions of raw materials and to some extent the breeds of wood. Based on studies designed industrial line for the production of fuel briquettes from waste wood.

Обмежені світові запаси вуглеводних енергетичних ресурсів ставить серйозні задачі перед суспільством з пошуку альтернативних відновлюваних джерел енергозабезпечення.

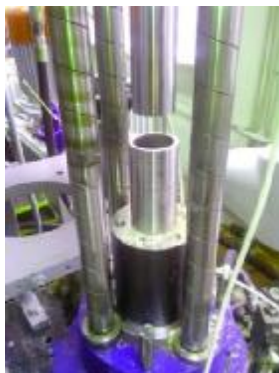
Одним з реальних ефективних варіантів є використання відходів деревообробної промисловості (дерев'яна стружка) та відходів переробної промисловості сільськогосподарського напрямку (солома, лушпиння соняшника, гречки, льону та інше). Використання вищеназваних видів палива в прямому вигляді неефективне, тому його необхідно привести до потрібного стану, який буде конкурувати по теплотворності з вугіллям – це так звані брикети та палети. Цю проблему можливо вирішити методами пресування сировини для досягнення її щільності до необхідних кондицій.

При проектуванні такого обладнання необхідно знати його основні технічні параметри, тобто тиск та швидкість пресування, величину фракції та вид породи вихідної сировини.

З цією метою автором були проведені експериментальні дослідження на спеціальному стенді з гідравлічним приводом (рис. 1,а,б), до складу якого входить мультиплікаторний гідроциліндр, здатний створювати тиск пресування до 100,0 МПа. а також давачі тиску та переміщення.



а)



б)

Рис. 1. Загальний вигляд (а), робоча зона (б) експериментального стенда



Рис. 2. Обладнання для виробництва паливних брикетів

Аналіз результатів дослідження показав, що основними параметрами, які впливають на ступінь ущільнення вихідної сировини (в даному випадку дерев'яної стружки), є тиск, швидкість та напрямок пресування, величина фракції вихідної сировини та до певної міри порода деревини.

На основі отриманих результатів експериментальних досліджень була спроектована промислова лінія для виробництва паливних брикетів з відходів деревообробки (див. рис. 2).

УДК 621.825.7

ПАСИВНІ ПРУЖИННІ ДИНАМІЧНІ ГАСНИКИ КОЛИВАНЬ З ДОДАТКОВОЮ МЕХАНІЧНОЮ СТРУКТУРОЮ

PASSIVE SPRING DYNAMIC DAMPER WITH ADDITIONAL MECHANICAL STRUCTURES

Ігор Сидоренко, Олексій Ткачов

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

The results of studies on the synthesis and analysis of innovative passive spring dynamic vibration absorbers. Suggested two promising design of these devices, the functionality is significantly enhanced compared to existing dynamic absorber spring. The results of analytical and experimental studies show high efficiency of the proposed devices.

Інтенсифікація технологічних процесів і пов'язане з цим розширення спектру частот збурювання технічних систем призводять до значного зростання динамічних навантажень, які є негативним проявом коливних процесів. Саме тому розроблення нових та удосконалення існуючих засобів боротьби з коливаннями, серед яких динамічні гасники коливань займають одне з провідних місць, являє собою актуальну науково-прикладну задачу.

Застосування до задач синтезу і аналізу пружних систем теорії з використанням модифікованих кінематичних графів дозволило синтезувати декілька кінематичних схем пасивних пружинних динамічних гасників коливань (ППДГК) з розширеними функціональними можливостями, які обумовлюють реалізацію нелінійних динамічних характеристик з різною формою нелінійності. Розширення функціональних можливостей у запропонованих пристроях досягається завдяки введенню до структури існуючих динамічних гасників коливань додаткових механічних структур (ДМС), які уявляють собою шарнірно-важільні або кулачкові механізми.

Конструкторська реалізація двох оптимальних за результатами обробки відповідних матриць складання (аналогів інцидентних матриць графу) кінематичних схем, виконана за допомогою *CAD* пакету *AutoDesc Inventor Series* і дозволила розробити 3D моделі пристроїв і визначити при цьому їх масо-габаритні показники. Вбудованими засобами *CAD* пакету проведено дослідження кінематики ППДГК з ДМС і виконані розрахунки на міцність їх складових елементів. Проведені роботи підтвердили повну працездатність запропонованих пристроїв.

Розроблення відповідних розрахункових схем і подальші розрахунки динамічних характеристик пристроїв дозволили встановити наступне: ППДГК з ДМС у вигляді шарнірно – важільного механізму дозволяє реалізовувати динамічні характеристики, які відповідають нелінійним характеристикам Даффінговського типу (кубічно нелінійні) "жорсткого" та "м'якого" видів. Варіація конструктивними параметрами пристрою не приводить до значної зміни виду нелінійності динамічної характеристики але змінює кут її нахилу; ППДГК з ДМС у вигляді кулачкового механізму дозволяє реалізовувати як динамічні характеристики Даффінговського типу, так і комбіновані, з ділянками зростання та убування. Встановлено, що головним конструктивним параметром для цієї конструкції є форма кривизни кулачка, яка обумовлює форму кривизни динамічної характеристики і уявляє собою головний конструктивний параметр для оптимізації.

Проведено математичне моделювання вільних та вимушених (при гармонійному збурюванні) коливних процесів як маси ППДГК з ДМС, так і головної маси системи у складі якої вони працюють. Дослідження проведено шляхом чисельно розв'язання (враховуючи нелінійну постановку задачі) при відповідних вхідних даних рівняння (системи рівнянь) Лагранжу. Застосована методика П. М. Алабужева будування скелетних кривих, які пов'язують амплітуду та частоту власних коливань нелінійної системи, оскільки вона відрізняється від власної частоти коливань лінійної системи. При визначенні амплітудно-частотних характеристик коливань маси гасника у резонансних режимах застосовано метод Ритца. При цьому встановлено, що коливання маси запропонованих ППДГК з ДМС є умовно гармонійним, що впливає на ефективність гасіння. По показнику якості у вигляді амплітуди абсолютного переміщення основної маси системи на частоті гасіння встановлено, що розрахована як еталон система з лінійним гасником і системи з запропонованими ППДГК з ДМС мають приблизно однакову ефективність (розбіг становить від 5...10%). Однак на парціальних частотах, які обумовлюють резонанс у системі з лінійним гасником, у системі з запропонованими гасниками наявні фіксовані амплітуди, які свідчать про відсутність резонансу (показник якості зростає до нескінченності). Додатково проведені дослідження показали своєрідну форму подолання резонансу, яка обумовлює незначний вплив на цей процес дисипації.

Виконано низку статичних та динамічних експериментальних досліджень з застосуванням виготовлених зразків ППДГК з ДМС. При статичних експериментах визначені реальні динамічні характеристики запропонованих пристроїв. Динамічні експериментальні дослідження дозволили визначити форми і амплітуди коливань при реальному динамічному гасінні та визначити значення реального показника якості динамічного гасіння. Результати експериментального дослідження, достовірність яких перевірена за критерієм Кохрена, підтверджують результати математичного моделювання, при чому похибка складала 2...8 %.

Таким чином, представлені у доповіді об'єкти досліджень, у вигляді синтезованих ППДГК з ДМС, обумовлює новий підхід до нелінійного динамічного гасіння коливань механічних систем.

УДК 621.646

РОЗРОБЛЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ВЕРИФІКАЦІЇ РОЗРАХУНКУ ГАЗОДИНАМІЧНИХ МОДЕЛЕЙ ДВОПОЗИЦІЙНИХ ЗАПОБІЖНИХ КЛАПАНІВ

DEVELOPMENT OF EXPERIMENTAL EQUIPMENT FOR VERIFICATION OF GASDYNAMIC COMPUTATIONAL MODELS OF BI-POSITIONAL SAFETY VALVES

Зіновій Стоцько¹, Роман Шеремета¹, Олександр Коценко²

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

²НД інжиніринговий центр арматуробудування ЛФ,
вул. Замарстинівська, 31а, м. Львів 79019, Україна

The paper highlights structure specifics of individual components of experimental equipment, development of which improves characteristics and simplifies experimental methods

Розрахунок та проектування запобіжних клапанів є складною інженерною задачею і проводиться згідно з нормативною документацією [1, 2]. Захист технологічного устаткування полягає у випуску в атмосферу або у ємність низького тиску робочого середовища. Загалом, конструктор не має відомостей про робочий об'єкт, на якому буде встановлено клапан. Переважно, заданам є тиск спрацьовування клапана, необхідна пропускна здатність, гідравлічний опір тощо. Під час приймальних випробувань, викид робочого середовища відбувається, як правило, безпосередньо в атмосферу. На об'єкті експлуатації, випускний трубопровід може досягати значної довжини, що може дроселювати необхідні за умовою безпеки потоки. Причому на виході можуть виникати критичні режими, тобто потік може досягати швидкості звуку. ГОСТ 12.2.085-82 [1] не передбачає оцінки впливу випускного трубопроводу, а з приводу визначення такого впливу у ГОСТ 31294-2005 точаться дискусії. Експериментальні перевірки клапанів на об'єкті експлуатації зазвичай неможливі, а у лабораторних умовах є досить дорогими, небезпечними і потребують потужного обладнання. Вага самих клапанів може сягати сотень кілограмів. Зарядити цьому міг би газодинамічний розрахунок витрат за допомогою відповідного програмного комплексу (так зване комп'ютерне проливання клапана). Практичне застосування такої методики можливе тільки за умови верифікації програми та розрахункових моделей, що були отримані за допомогою експериментальних досліджень.

З цією метою розроблено і виготовлено експериментальний зразок запобіжного клапана з проточною частиною, як у реального виробу КСА 55001-150, DN=150 мм, PN=40 кг/см².

Замість високонадійної циліндричної пружини, яка встановлюється на серійних виробках, розроблено пневмопружину, що володіє ідентичними із штатною циліндричною пружиною фізичними параметрами. Пневмопружина, яка фактично є спеціальним пневмоциліндром, значно зручніша для дослідницьких робіт, оскільки дозволяє змінювати у достатньо широких межах силові характеристики, замінюючи цілий ряд циліндричних пружин. Її настроювання здійснюється за рахунок зміни внутрішнього об'єму та початкового тиску повітря у камері.

Розроблено методику розрахунку пневмопружини. Оскільки клапан спрацьовує за соті доли секунди, процес стискання повітря у пневмопружині вважався адіабатичним. На експериментальному зразку передбачені давачі, що записують у часі переміщення клапана і тиск в робочій камері клапана. Запропонована розробка та експериментальний зразок клапана дають можливість побудувати діаграму роботи двох позиційного запобіжного клапана та порівняти її з результатами комп'ютерного моделювання.

1. ГОСТ 12.2.085-82. Сосуды, работающие под давлением. Клапаны предохранительные. Требования безопасности. 2. ГОСТ 31294-2005. Клапаны предохранительные прямого действия. Общие технические условия.

УДК 621.1

РОЗРОБЛЕННЯ ОСНОВНИХ ПОЛОЖЕНЬ ТЕОРІЇ ПРОЕКТУВАННЯ ПРОСТОРОВОЇ СИСТЕМИ ПРИВОДІВ ДЛЯ МАНІПУЛЮВАННЯ ОБ'ЄКТАМИ

THE DEVELOPMENT OF THE DESIGN THEORY OF BASIC ASSUMPTIONS OF SPATIAL DRIVE SYSTEM FOR MANIPULATING OBJECTS

Сергій Струтинський

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
проспект Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна*

The spatial drive systems was reviewed, for which the basic tenets of design theory were developed. The theory includes the formulation of goals and functions of systems and the refinement of schematics based on theoretical and experimental studies. For the drive systems development the new element base was proposed.

Просторові системи приводів є основою прогресивного технологічного обладнання та ефективних пристроїв мехатроніки. Вони призначені для маніпулювання різноманітними об'єктами. Для реалізації просторових систем приводів розроблено ряд основних положень теорії їх проектування.

Сформульовано задачі і функції, які ефективно реалізуються за допомогою просторових систем приводів. Основними з них є маніпулювання об'єктом по необхідному закону, забезпечення переміщення об'єкта по оптимальній траєкторії, точне позиціонування об'єкта в просторі із визначенням його положення та корекція положення об'єкта шляхом його просторових мікропереміщень.

Вибір схемного рішення є основною задачею теорії проектування. Для вирішення даної задачі розглянуто різноманітні варіанти геометричних схем просторових систем приводів. Запропоновані системи на основі механізмів правильної геометрії, які відповідають тетраедру, кубу, октаедру та іншим правильним просторовим багатогранникам.

Запропоновано низку методів розрахунків просторових систем приводів. Основним з них є розрахунок на основі матрично-векторних співвідношень для шарнірних механізмів. Для уточнення розрахунків запропоновано спеціальний математичний апарат у вигляді просторових матриць сформованих на основі методів Монте Карло.

Розрахунки просторових систем доповнені експериментальними дослідженнями, які пропонується проводити на макетних зразках. Для цього розроблено набір елементів, блоків та модулів, що дозволяють скласти макетний зразок просторової системи. Засоби макетування побудовані на блочно-модульному принципі і дають можливість реалізувати близько 200 конфігурацій різноманітних просторових систем приводів.

Проектування просторових систем приводів оснований на застосуванні нової елементної бази. Вона включає власне приводи та їх з'єднання. Поряд із традиційними лінійними і поворотними приводами типу пневмоциліндрів запропоновано використати сильфонні та шлангові пневмодвигуни (пневмом'язи). Особливим видом просторових систем приводів на основі сильфонних пневмодвигунів є запропоновані безшарнірні просторові системи приводів. Їх пропонується реалізувати у вигляді структур складених із модулів.

Основними складовими елементної бази просторової системи приводів є шарнірні вузли. Запропоновано ряд конструкцій сферичних шарнірів у тому числі безконтактні прецизійні аеростатичні та гідростатичні шарніри.

Розроблені положення теорії проектування просторових систем приводів апробовані шляхом розробки і виготовлення ряду дослідних та дослідно промислових систем приводів використаних в технологічному обладнанні.

УДК 539.3

МОДЕЛЮВАННЯ ДІЇ СКЛАДНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА МАШИНОБУДІВНІ КОНСТРУКЦІЇ

MODELING OF COMPLEX LOADING ON MACHINE-BUILDING CONSTRUCTIONS

Антон Ткачук¹, Андрій Грабовський², Ганна Ткачук²

¹Університет Штутгарта,
Stuttgart, D-70174, Germany;

²Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002, Україна

A solution of coupled problem of thermal and stress-strain analysis of structures with contact over adjacent surfaces in action of loading's system is given in the present paper. New weak and local

formulation for general coupled thermomechanical contact problem are derived. Based on the proposed weak forms, a new plane element is built and a modification of Newmark method for coupled contact problem is proposed.

Сучасні машини працюють в умовах дії множини різноманітних механічних, гідрогазо-динамічних, температурних та інших видів навантажень. У складі їх конструкцій містяться елементи складної форми, які знаходяться між собою у контактній взаємодії. Ця обставина змушує для аналізу їх конструкційної міцності визначати, зокрема, термопружний стан при термомеханічному контакті з урахуванням дії системи навантажень. На відміну від класичних постановок термічних і пружних крайових задач, локальні постановки яких трансформуються до еквівалентних варіаційних рівнянь, контактні задачі вимагають розвитку таких підходів, наприклад, на основі теорії варіаційних нерівностей. Додаткова складність полягає у тому, що при цьому слід враховувати історію навантаження.

Для розв'язання задачі, що виникає, у роботі здійснено: розвиток підходів та засобів для числового і розрахунково-експериментального дослідження термопружного стану елементів машинобудівних конструкцій з урахуванням контакту та дії системи навантажень; проведено обґрунтування методів розв'язання зв'язаної термомеханічної контактної задачі, а також здійснена їх числова реалізація та одержано результати числових розрахунків, їх аналіз та узагальнення; проведена розробка числових моделей для аналізу напружено-деформованого стану елементів машин.

Крім того, пропонуються нові підходи до аналізу динамічних процесів, що виникають у процесі взаємодії гідрогазодинамічних потоків із пружними конструкціями. Це особливо важливо для тонкостінних конструкцій та об'єктів складної форми. Наприклад, при обтіканні ударною хвилею бронекорпусів легкоброньованих машин необхідно враховувати, на відміну від випадку обтікання машин важкої категорії за масою, пружну деформацію бронекорпусу. Таким чином, потрібно визначати умови сумісної взаємодії газодинамічного потоку, з одного боку, та пружного бронекорпусу, – з іншого. Подібна ситуація – і для взаємодії робочої рідини гідрооб'ємних передач танкових трансмісій із складнопрофільними порожнинами поршнів, розподільчих каналів та фігурних перепускних вікон у блоках циліндрів гідромотора, гідронасоса та статорних елементів.

Для розв'язання цих задач розроблені відповідні методи числового моделювання, що базуються на поєднанні методу скінченних елементів та параметричного моделювання досліджуваних процесів.

УДК 621.01

СИНТЕЗ ВАЖЛИВИХ НАПРЯМНИХ МЕХАНІЗМІВ МЕТОДАМИ КІНЕМАТИЧНОЇ ГЕОМЕТРІЇ З ВИКОРИСТАННЯМ ОСОБЛИВИХ ТОЧОК ЧЕБИШЕВА

SYNTHESIS OF THE LINKAGE PATH GENERATING MECHANISMS BY MEANS OF METHODS OF KINEMATIC GEOMETRY ON THE BASIS ON CHEBYSHEV'S POINTS

В'ячеслав Харжевський

*Хмельницький національний університет,
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна*

The paper deals with the problem of synthesizing of the linkage path generating and dwell mechanisms by means of the kinematic geometry. One of the special points of the coupler plane is Chebyshev's point which can be used to design straight-line path generating mechanisms. A new numerical and analytical method of determination of such points was developed.

У сучасних машинах широко використовуються циклові механізми, що забезпечують прямолінійно-напрямний рух виконавчого органу або періодичну зупинку вихідної ланки. У склад таких механізмів входять лише нижчі кінематичні пари, що забезпечує вищу надійність та довговічність порівняно з іншими типами механізмів, зокрема кулачковими.

Як відомо, існує два напрямки у синтезі таких механізмів: одним напрямком є методи найкращого наближення за П. Чебишевим, в яких використовується теорія функцій, що найменше відхиляються від нуля, а другим напрямком є використання методів кінематичної геометрії, в основі яких лежить теорія, започаткована німецьким вченим Л. Бурместером. Відповідно до кінематичної геометрії, для синтезу важільних кругових та прямолінійно-напрямних механізмів, а відповідно і для побудованих на їх основі механізмів із зупинкою вихідної ланки, використовуються певні особливі точки шатунної площини, що викреслюють шатунні криві з деякою ділянкою наближено постійної кривизни.

Однією з таких особливих точок є точка, яку, відповідно до Я. Геронімуса, будемо називати точкою Чебишева і яка забезпечує проектування прямолінійно-напрямних механізмів з теоретично високою точністю (вузол інтерполяції кратності п'ять). Точка Чебишева є частковим випадком точки Болла, для якої виконується рівність перших чотирьох похідних досліджуваних функцій (для звичайної точки Болла забезпечується рівність лише перших трьох похідних – дотик третього порядку), що за інших рівних умов має забезпечити механізмам точок Чебишева кращу точність наближення.

Фундаментальні роботи з аналітичного дослідження механізмів з дотиком високих порядків належать німецькому вченому Р. Мюллеру. Завдяки використанню сучасних комп'ютерних технологій з'явилась можливість провести багатокритеріальні дослідження таких механізмів, що, на відміну від суто аналітичних методів, дозволяє отримати повну картину областей існування таких механізмів. Для цього був розроблений власний аналітично-числовий метод для визначення положення точок Чебишева в шатунній площині та проведення проектування прямолінійно-напрямних механізмів та їх основі. Наведено числові приклади. Проведено порівняння синтезованих прямолінійно-напрямних механізмів, що синтезовані за різними критеріями.

WWW

СЕКЦІЯ 5

НОВІТНІ ТЕХНОЛОГІЇ У МАШИНОБУДУВАННІ ТА
АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА

УДК 621.1

ЕКОЛОГІЧНО ЧИСТА ЗМАЩУВАЛЬНО-ОХОЛОДЖУВАЛЬНА РІДИНА ДЛЯ
МЕХАНІЧНОЇ ОБРОБКИ СТАЛІ

ECOLOGICALLY CLEAN LUBRICANT-COOLING LIQUID FOR STEEL MACHINING

Олександр Балицький¹, Марія Гаврилюк¹, Валерій Колесніков²

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

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

It has been analyzed the surface roughness and morphology after machining shaving with different lubricating coolants and determine their contact angle drops on the steel surface.

Досліджували змащувально-охолоджувальні рідини (ЗОР): на основі соняшникової олії (патент №89417 України) далі ЗОРс та ЗОРн на нафтовій основі ЕТ-2, в склад якої входять суміш мил кислот желюгової олії з триетаноламіном, які розчинені в індустріальній оливі И-20А.

Застосування ЗОРс та води порівняно із обробкою на сухо (рис. 1,а) приводить до зміни морфології стружки (рис. 1,б та рис. 1,в), стружка подрібнювалась, що безумовно свідчить про вплив водневого чинника на процеси руйнування, а також зникли кольори мінливості.

Використання ЗОРс захищає від корозії обладнання та оброблювані деталі. Вигляд стружки через 24 години після точіння із застосуванням ЗОРс та води показано на рис. 1,б та рис. 1,в.

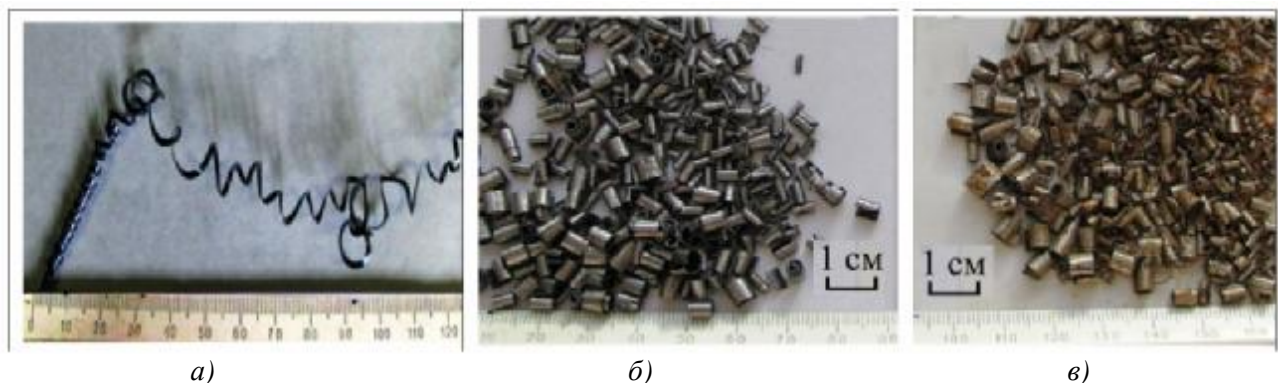


Рис. 1. Вигляд стружки при обробці на сухо (а) та при застосуванні ЗОРс (б) і води (в)

Параметри крапель води, ЗОР та вазелінового масла (ВМ) на поверхні зразка при кімнатній температурі фіксували за допомогою фотокамери Canon SX100. Їх цифрове зображення обробляли за допомогою програми Adobe Illustrator та визначали кут змочування. На рис. 2 показано загальний та

збільшений вигляд крапель рідин для визначення \cos кута змочування. Вода – активне середовище, а ВМ – інактивне.

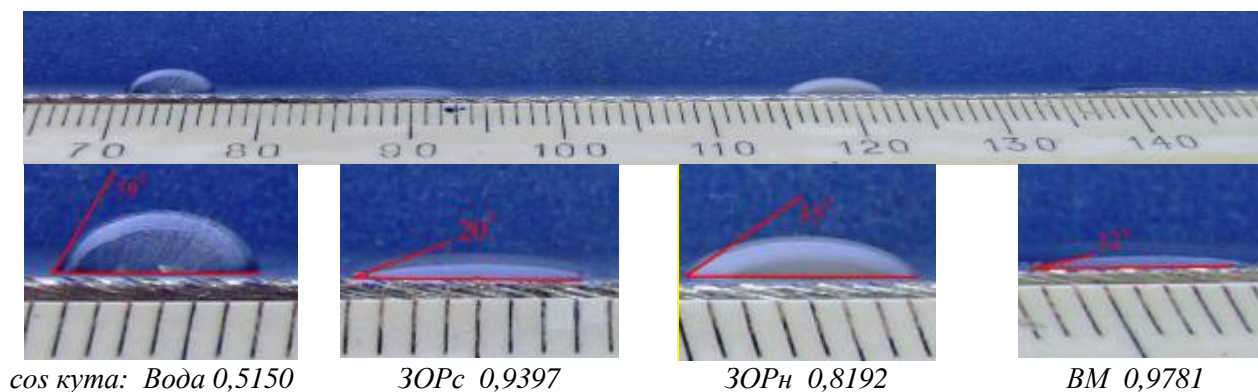


Рис. 2. Загальний та збільшений вигляд крапель рідин для визначення \cos кута змочування

Результати оцінки шорсткості поверхні зразків сталі 38ХНЗМФА після попереднього точіння у вище названих середовищах, які отримані після обробки профілограм, наведені у табл. 1.

Таблиця 1
Результати оцінки шорсткості поверхні зразків

Середовище	Rz	S
Повітря	37,08	0,2650
Вода	5,01	0,2622
ЗОРн	6,36	0,2551
ЗОРс	4,43	0,2235

Якість поверхні зразків сталі при точінні в ЗОРс покращується майже в 1,5 раз порівняно із ЗОРн та з обробкою на сухо у 8 раз, що показує перспективність використання рослинної олії для ЗОР.

УДК 539.3

ДИСКРЕТНЕ ТА ДИСКРЕТНО-КОНТИНУАЛЬНЕ ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ

DISCRETE AND DISCRETELY CONTINUOUS STRENGTHENING OF DETAIL'S SURFACES

Микола Бєлов¹, Олександр Шейко^{1,2}, Микола Ткачук²

¹ДП «Завод ім. В.О. Малишева»,
вул. Плеханівська, 126, м. Харків, 61037, Україна;

²Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»,
вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002, Україна

In this paper scientific and technological bases are presented for increasing of resource and ensuring of strength, durability, high technical and performance characteristics of series engines and aggregates for special equipment by creating and implementing of range of technologies for strengthening of working surfaces in contacting details.

Метою роботи є розроблення науково-технічних основ підвищення ресурсу та забезпечення міцності, довговічності, високих технічних і тактико-технічних характеристик серії двигунів і агрегатів для спеціальної техніки за рахунок створення і впровадження гами технологій зміцнення робочих поверхонь контактуючих деталей.

На основі теоретико-множинного підходу запропоновані нові концепція і методи підвищення ресурсу серії двигунів і спеціальної техніки шляхом створення нових технологій зміцнення поверхонь їхніх деталей, а також вирішені такі фундаментальні і прикладні завдання.

1. Розроблено концепцію узагальненого параметричного моделювання складних механічних систем при нечітких критеріях, а також методи аналізу процесів та синтезу нових технологій зміцнення для збільшення ресурсу серії двигунів і агрегатів спеціальної техніки.

2. Науково обґрунтовані матеріали, режими та параметри процесів зміцнення для розроблених методів дискретного зміцнення, корундування, холодного пластичного деформування та іонного бомбардування зі створенням мікронаноструктур.

3. Науково обґрунтовані проектно-технологічні рішення при створенні та ремонті двигунів і агрегатів спеціальної техніки.

У результаті розроблено принципово нові технічні рішення щодо забезпечення високої міцності та ресурсу деталей високонавантажених пар двигунів і агрегатів спеціальної техніки. Розроблена та впроваджена у виробництво (виготовлення й ремонт) спеціальної техніки гама методів зміцнення, які, порівняно із традиційними, суттєво підвищують ресурс, міцність та стійкість.

Важливим аспектом проблеми, що вирішується, є аналіз на рівні мікроб'ємів контактної взаємодії поверхневих шарів зміцнених деталей. Для цього залучаються метод скінченних елементів та метод параметричного моделювання. Як варійовані параметри виступають, зокрема, технологічні чинники, наприклад, форма, розміри та властивості приповерхневих шарів зміцнених деталей, які перебувають у контактній взаємодії. Це дає змогу організувати цілеспрямований процес пошуку оптимальних технологічних режимів, які забезпечують підвищення ресурсу, зменшення втрат енергії, зносостійкість, довговічність та інші характеристики машин за рахунок нових технологій зміцнення їхніх деталей.

УДК 621.914.5:621.9.015

ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ ЧИННИКІВ НА ЯКІСТЬ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС У РАДІАЛЬНО-КОЛОВОМУ СПОСОБІ ЗУБОНАРИЗАННЯ

INFLUENCE DYNAMIC FACTORS FOR THE QUALITY GEARS IN THE RADIAL-CIRCULAR METHOD OF GEARS CUTTING

Сергій Громнюк, Ігор Грицай

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

Considered principles modeling elastic system gear machine with the process of cutting radial-circular method gear milling of disk mill and the impact of elastic waves in fault and roughness profiles cutting gears. Dynamic system modeling using Simulink MATLAB enables to estimate the indicated deviations and fault and appoint rational technical and technological parameters of the process and modes cutting gears

Радіально-коловий спосіб зубонарізання створює основу високоефективного та ощадного напрямку удосконалення технології виготовлення зубчастих коліс. Використання простого дискового інструменту при збереженні основних засад неперервного обкочування дає змогу багатократно підвищити продуктивність і якість зубонарізання та одночасно на порядки зменшити витрати на різальний інструмент і оснащення. Разом з тим, у результаті збільшення швидкості різання зростають коливання, вібрації та динамічні навантаження в технологічній системі, які негативно впливають на якість оброблених поверхонь і призводять до виходу з ладу різальних лез твердосплавних пластин, якими оснащують дискову фрезу.

Для вирішення задачі забезпечення раціональних умов зубофрезерування РК-способом розроблено динамічну модель пружної системи верстата з системою процесу різання. Еквівалентна ПС зубообробного верстата по зв'язку з різанням представлена двохконтурною системою, що включає пружні системи власне верстата і процесу різання. Перший контур описано двохлапковою системою ланцюга обкочування та інструменту, що характеризують перші нормальні форми коливаний. Рівняння руху в моделі приведено в операторній формі на основі часу перехідних процесів сили різання і товщини зрізу, які можуть бути визначені експериментально на основі спектрального аналізу пружної системи верстата за першими гармонічними складовими, або розрахунково. Стіл верстата здійснює крутильні коливання в низькочастотному діапазоні, а дискова фреза, навантажена боковою силою різання – згинні коливання в осьовому напрямку в діапазоні середніх і високих частот.

Осьова жорсткість тонкої відрізної дискової фрези на порядок менша від крутильної жорсткості стола верстата, тому фреза є основним джерелом похибок обробки в РК-способі. Її коливання під час різання на високих швидкостях є причиною погіршення шорсткості бокових поверхонь зубців і виникнення циклічних похибок зубчастого колеса, які при роботі колеса в передачі стають джерелом ударних навантажень і підвищеного шуму. Моделювання коливань у пружній системі верстата здійснюється з допомогою системи Simulink MATLAB. Подаючи на вхід імітаційної моделі ПС процесу різання імпульси, що характеризують закономірність зміни товщини зрізів на бокових вхідних лезах фрези за кутом її повертання, які можна визначити за методикою [1] для фіксованих значень початкових параметрів, отримуємо певний коливний процес на виході ПС верстата, тобто, на дисковій фрези в ділянці зони різання і контакту інструменту з заготовкою. Амплітуда високочастотних коливань фрези з частотою, кратною кількості її зубців і обертів, які робить фреза в одній впадині відповідає амплітуді шорсткості, що виникає на поверхнях зубців колеса, а амплітуда, кратна оберту фрези визначає амплітуду похибки профілю зубців нарізованого колеса. На основі моделювання можна визначити величини вказаних похибок для встановлених початкових умов та керувати значеннями конструктивно-технічних, технологічних параметрів і жорсткістю дискової фрези, її товщиною, зовнішнім діаметром та кількістю зубців, а також вибирати раціональну швидкість різання для забезпечення заданих технічних умов на виготовлення зубчастого колеса.

І. Грицай І.Є., Громнюк С.І., Кук А.М. Параметри поперечного перерізу зрізів в радіально-обкочувальному способі нарізання зубчастих коліс з осьовою подачею. Вісник НУ "Львів. політехніка» Оптимізація виробничих процесів і техн. контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. - № 772. - Львів. - Вид-во НУ "Львівська політехніка". - 2014. - С.8-14.

УДК 621.914.1

МЕТОДИ ПРИГНІЧЕННЯ ВІБРАЦІЙ ПРИ ФРЕЗЕРУВАННІ ТОНКОСТІННИХ ДЕТАЛЕЙ

METHODS OF SUPPRESSION OF VIBRATIONS AT MILLING OF THE THIN-WALLED DETAILS

Сергій Дядя, Антон Гермашев, Олена Козлова

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

The paper present some methods of suppression of vibrations at milling of the thin-walled details.

При фрезеруванні на тонкостінну деталь діють зовнішні і внутрішні сили, що викликають вібрації: змушуюча сила відтискання деталі, і відновлювальна сила пружності. Сили цієї системи в кожен момент часу можуть мати різні величини і напрям.

Конструкція експериментального стенда і методика проведення експериментів [1], розроблені на кафедрі «Технологія машинобудування» Запорізького національного технічного університету дозволяють досліджувати систему сил, що де на тонкостінну деталь і технологічні прийоми пригнічення вібрацій при фрезеруванні тонкостінних деталей. Для ефективного пригнічення вібрацій здійснюється дія на зону різання (зміна геометрії інструмента) і на пружну систему тонкостінної деталі (застосування демпфувальних середовищ).

Для вивчення ефекту пригнічення вібрацій фрезами зі змінною геометрією сконструйована фреза зі змінюваним кутом нахилу гвинтової різальної кромки – ω в діапазоні від -60° до $+60^\circ$ і можливістю встановлювати різний нахил сусідніх зубів. Конструкція фрези дозволяє визначити оптимальні значення кута ω для різних режимів обробки. Результати досліджень показують перспективність цього технологічного прийому в пригніченні вібрацій при фрезеруванні тонкостінних деталей. Для вивчення ефективності дії на пружну систему тонкостінної деталі використовували в'язкопружні демпфувальні середовища. Для дослідження різних складів середовищ розроблений експериментальний стенд [2]. Цей пристрій дозволяє проводити дослідження дії різних складів демпфуючих середовищ на характеристики пружної системи тонкостінної деталі. Застосування

демпфуючих середовищ сприяє ефективному пригніченню як вимушених, так і автоколивань, підвищенню жорсткості системи, збільшенню дисипації енергії, що повідомляється фрезою, зменшенню пружних віджимань, підвищенню якості і розмірної точності обробленої поверхні.

Таким чином, доцільно чинити дію на усі складові замкнутої системи сил, що сприяє пригніченню вібрацій, які виникають при фрезеруванні тонкостінних деталей.

1. Пат. UA 94974 МПК (2006) G01H11/00; G01M7/02, Стенд для дослідження коливань при кінцевому циліндричному фрезеруванні тонкостінних елементів деталей, Логомінов Віктор Олексійович, Гермашев Антон Ігорович, Дядя Сергій Іванович, Козлова Олена Борисівна - и201405981; заявл 02.06.2014; опубл 10.12.2014. 2. Пат. UA 88683 МПК (2006) F16F15/00; G01M7/02, Стенд для дослідження в'язкопружних демпфуючих середовищ, призначених для фінішного фрезерування лопаток моноколів ГТД, Гермашев Антон Ігорович, Логомінов Віктор Олексійович, Кондратюк Едуард Васильович, Мозговий Володимир Федорович, Козлова Олена Борисівна - и201312754; заявл 01.11.2013; опубл 25.03.2014.

УДК 621.9-11:531.2

ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ЗАГОТОВКИ У ВЕРСТАТНОМУ ПРИБОРІ

DETERMINATION OF ENSURING OF WORKPIECE STABILITY IN THE FIXTURE

Віталій Іванов, Іван Павленко, Руслан Процай

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

In this paper locating and clamping of the workpiece in the fixture on three planes was considered. Analytical expressions that determine contact areas between the workpiece and functional elements of the fixture were obtained from conditions of ensuring the equilibrium position of the workpiece. The minimum clamping force is defined from conditions of stability and loading of elements. The expression for critical values of cutting force components was received.

Верстатні пристрої (ВП) призначені для точного базування та надійного закріплення заготовок при механічній обробці на металорізальних верстатах та є невід'ємною частиною замкнутої технологічної системи «верстат – ВП – різальний інструмент – заготовка». Саме ВП значно впливають на випуск конкурентоспроможної продукції, забезпечуючи задану точність та якість оброблюваних поверхонь, достатню жорсткість технологічної системи, гнучкість виробничого процесу та собівартість кінцевого виробу. Аналіз останніх джерел показав, що інформація щодо визначення місць контакту функціональних елементів (ФЕ) ВП, до яких належать установлювальні та затискні елементи, носить рекомендаційний характер і не ґрунтується на аналітичних дослідженнях. Існуючі методики розрахунку сил закріплення не враховують умову стійкості заготовки і дають необґрунтовано завищені значення.

У роботі розглянуто установлення корпусних деталей у ВП за трьома площинами, реалізуючи установлювальну, напрямну та опорну бази. З умов забезпечення її рівноважного положення отримані аналітичні вирази, що визначають місця контакту заготовки з ФЕ ВП. Із умов стійкості та завантаженості ФЕ визначено мінімально необхідну силу закріплення, а також отримано вираз для критичних значень складових сил різання.

Розглянуто механічну систему «ВП – заготовка», позбавлену шести ступенів вільності. Умова рівноваги просторової системи сил $[A]\{R\} = \{F\} + \{Q\} + \{G\}$ містить матрицю коефіцієнтів $[A]$, вектори сил різання $\{F\}$, закріплення $\{Q\}$ та ваги $\{G\}$, визначені у глобальній системі координат. Рівноважне положення заготовки має місце при виконанні умови $\det[A] \neq 0$, що забезпечується нерівністю $a < \min\{B; L\}/2$. Визначені способом оберненої матриці компоненти вектора невідомих реакцій опор мають забезпечувати нерівність $R_i > 0$. Отримуємо нерівності та обмеження для геометричних розмірів і компонент сил різання та закріплення – необхідні та достатні умови забезпечення стійкості заготовки: $a < X < L/2$; $H_1 > H/2$; $F_x/F_y < 2(X - a)/B$; $Q/F_z > (B + 2a)/(B - 2a)$.

Таким чином, розгляд умов забезпечення стійкого положення заготовки у ВП дозволяє отримати аналітичні вирази, що визначають місця контакту ФЕ ВП, мінімально необхідну силу закріплення, а також обмеження для складових сил різання та координат точок прикладання цих сил.

Подальші дослідження спрямовані на розроблення універсальної методики розрахунку схем базування заготовки у ВП із різними схемами базування з урахуванням динамічних складових сил і моментів різання. Враховуючи велику трудомісткість виконуваних розрахунків актуальним є розроблення автоматизованого програмного комплексу, який забезпечить скорочення витрат часу при проектуванні та інженерному аналізі ВП.

УДК 621.784.4

ПРОГРЕСИВНА ТЕХНОЛОГІЯ ФОРМУВАННЯ РЕГУЛЯРНИХ МІКРОРЕЛЬЄФІВ НА ДОВГОВИМІРНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПОВЕРХНЯХ

ADVANCED TECHNOLOGY OF SHAPING OF REGULAR MICRORELIEF ON LONG CYLINDRICAL SURFACES

Петро Кривий¹, Володимир Дзюра¹, Надія Тимошенко²

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46000, Україна;

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

The existing technologies of shaping of regular microrelief on cylindrical surfaces was analysed. The basic principles of advanced technology and equipment to shape a regular microrelief on lengthy cylindrical surfaces was described.

Проаналізовано існуючі технології та технологічне спорядження формування регулярних мікрорельєфів (РМР) на циліндричних поверхнях [1, 2]. Відзначено, що такі технології переважно реалізовані для оброблення недовгомірних циліндричних поверхонь із співвідношеннями їх довжини до діаметра менше десяти, а інструментами при цьому служать однокулькові деформуючі елементи. Показано, що при формуванні РМР на циліндричних поверхнях певних довжин має місце спотворення виду РМР шляхом перетворення одного виду в інший, наприклад, мікрорельєфу з паралельними канавками у мікрорельєф з канавками, що дотикаються і, у подальшому, у мікрорельєф з канавками, що перетинаються.

Встановлено причини появи нестабільності РМР, в саме: відсутність жорсткого кінематичного зв'язку між існуючими рухами, що забезпечують формування РМР; використання однокулькових деформуючих елементів і необхідність здійснення декількох проходів; стохастичність подачі на металорізальних верстатах, що призводить до розсіювання довжин ділянок, на яких сформовані РМР; пружні деформації елементів механізму осциляції, а також динамічні навантаження, що виникають при високочастотних обертових і осциляційних рухах.

Тому створення прогресивної технології формування стабільних за видом РМР на довгомірних циліндричних поверхнях є актуальною проблемою.

Запропоновано прогресивні технології формування РМР на довгомірних циліндричних поверхнях шляхом забезпечення жорсткого кінематичного зв'язку між обертовим та осциляційним рухами і рухом подачі, а також розроблення нового типу технологічного спорядження. Розроблено структурно-кінематичні схеми технологічного спорядження та інструментальне забезпечення у вигляді багатокулькових головок з розширеними технологічними можливостями для формування РМР як на зовнішніх так і на внутрішніх довгомірних циліндричних поверхнях при постійному забезпеченні однакових зусиль деформування. Для зменшення негативного впливу динамічних навантажень від високочастотних впливів осциляційних рухів запропоновані багатоходові профільні кулачкові низькочастотні приводи осцилюючого руху. Встановлено оптимальні значення елементів режиму формування РМР на довгомірних циліндричних поверхнях.

1. Киричок П. О. Технологічне забезпечення працездатності та надійності елементів та вузлів поліграфічних машин. – *Технологія і техніка друкарства*. – 2003. – №1. 2. Шнейдер Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Шнейдер Ю.Г. – Л.: Машиностроение, 1982. – 248 с.

УДК 621.9.06-752

МЕТОДИ ВАРІЮВАННЯ ШВИДКІСТЮ ОБЕРТАННЯ ШПИНДЕЛЯ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ РІВНЯ АВТОКОЛИВАНЬ ПРИ МЕХАНІЧНІЙ ОБРОБЦІ

SPINDLE SPEED VARIATION METHODES FOR SUPPRESSION OF SELF-EXCITED VIBRATION IN MACHINING

Марк Кучугуров

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

The different approaches to spindle speed variation in machining are described. The paper presents the basic ideas to control the main drive of machine for chatter suppression by variation spindle speed at different mathematic lows

Варіювання швидкістю обертання шпинделя при механічній обробці на сьогоднішній день є перспективним методом боротьби з автоколиваннями. Впливаючи змінною швидкістю різання на зону різання порушується механізм регенерації завдяки відхиленню зсуву фаз на поверхні різання від величини $\psi = 180^\circ$, при якій збуджуються сильні вібрації [1]. Варіювання швидкістю обертання шпинделя можна здійснювати за різними математичними законами завдяки застосуванню сучасних машин з числовим програмним керуванням, що дозволяє запрограмувати адаптивний режим роботи приводів верстатів. Але найбільш розповсюдженими є варіювання за гармонійним законом [2] та у стохастичному режимі [3], коли фактичні оберти шпинделя хаотично змінюються у часі.

Гармонійний режим варіювання (модуляція) є найбільш розповсюдженим, тому що є найбільш сприятливим з точки зору роботи приводу головного руху. Це пов'язано з впливом інерційних властивостей його механічних частин та впливом сили різання як зовнішнього навантаження. Модуляція швидкості обертання характеризується наступними параметрами: коефіцієнт амплітуди RVA – відношення максимального відхилення фактичної частоти обертання від номінального значення до останнього; коефіцієнт частоти RVF – відношення частоти зміни фактичних обертів у часі до номінальної частоти обертання шпинделя.

Хаотичний метод є найбільш перспективним, тому що цей режим роботи є найбільш ефективним з точки зору зниження амплітуди автоколивань, але потребує подальших досліджень з метою пошуку найбільш оптимальних параметрів варіювання.

1. Кучугуров М.В. Способ определения сдвига фаз волн на поверхности резания ψ при точении / М.В. Кучугуров, Ю.Н. Внуков, С.И. Дядя – *Вісник ЖДТУ: Процеси механічної обробки в машинобудуванні* – 2013. – Вип. 14. - с. 93-100. 2. Albertelli P. Spindle speed variation in turning: technological effectiveness and applicability to real industrial cases / P. Albertelli, S. Mustelli, M. Leonesio, G. Bianchi – *The International Journal of advanced Manufacturing Technology*, September 2012, Volume 62, Issue 1-4, pp. 59-67. 3. Alpay Y. Machine Tool Chatter Suppression by Multi-Level Random Spindle Speed Variation / Yilmaz Alpay, Al-Regib Emad, Ni Jun – *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, April 2002, Volume 124 (2), pp. 208-216.

УДК УДК 621.1

АНАЛІЗ ДЕФОРМУВАННЯ СКЛАДЕНИХ ІНДУКТОРІВ ДЛЯ МАГНІТНО-ІМПУЛЬСНОЇ ОБРОБКИ

ANALYSIS OF DEFORMATION OF COMPOSED INDUCTORS FOR ELECTROMAGNETIC FORMING

Денис Лавінський

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

The paper is devoted to problem of analysis of deformation of composed constructions under electromagnetic field action. Mathematical problem statement of system elastic-plastic deformation of interacting solids involving electromagnetic field loading has proposed in this article. The contact interaction is analyzed by contact layer method. The deforming of the composed inductor was investigated as example of analysis.

Велика кількість сучасних технічних та технологічних об'єктів експлуатуються в умовах дії полів різної фізичної природи. Сюди можна віднести температурні поля, електромагнітні поля (ЕМП) та інші. Наявність полів призводить до необхідності врахування їх впливу на напружено-деформований стан (НДС). У багатьох випадках тіла та конструкції, що деформуються, є складеними, тобто їх частини перебувають в умовах однобічного контакту.

Розрахункові моделі, в яких необхідно враховувати умови однобічного контакту характерні для випадків, коли досліджується деформування систем „технологічне оснащення – заготовка”, призначених для обробки матеріалів тиском (ОМТ). Наразі, крім традиційних методів ОМТ усе більш широке застосування знаходять альтернативні процеси обробки, коли на металеву заготовку діють імпульсні електромагнітні поля. Такий клас технологічних процесів відомий як магнітно-імпульсна обробка металів (МІОМ). МІОМ застосовується в автомобільній, авіаційній, радіотехнічній, хімічній й іншій галузях промисловості.

При проектуванні технологічних операцій МІОМ виникають задачі аналізу НДС. Це аналіз НДС систем, що збуджують магнітне поле, так званих індукторів, з метою оцінки їхньої міцності, і аналіз НДС заготовок, що деформуються. У багатьох випадках індуктор являє собою складену конструкцію: провідник струму, ізоляційні елементи, екрани тощо. Таким чином аналіз НДС складених конструкцій при дії фізичних полів є актуальною науково-практичною задачею.

Повна система рівнянь, яка описує термомеханічний стан системи електропровідних тіл, складається з рівнянь Максвелла, рівняння теплопровідності, диференціальних рівнянь рівноваги, геометричних співвідношень та рівнянь стану. Система повинна бути доповненою граничними умовами та умовами контактної взаємодії. Вплив ЕМП на НДС враховується шляхом введення електромагнітних сил. Для розв'язання використовуємо метод скінчених елементів, який базується на методі змінних параметрів пружності в поєднанні з покроковим розв'язанням задачі зрівноваженого стану варіаційним методом. В цьому разі контактну взаємодію зручно моделювати за рахунок введення контактних шарів. Відзначимо, що такий підхід знайшов широке застосування при аналізі НДС складених конструкцій, підданих дії „механічних” навантажень, проте у випадку аналізу розподілу компонент ЕМП існуючі дослідження по використанню контактних шарів не можуть вважатися достатніми.

Одним із підходів є керування електрофізичними властивостями контактного шару, проте чисельні дослідження показують, що також необхідно враховувати розміри контактного шару, тобто фактично відстань між контактуючими тілами. За допомогою цього методу проаналізовано розподіл ЕМП та деформування системи „індуктор – заготовка” однієї технологічної операції МІОМ. Індуктор тут є складеною конструкцією: провідник струму, ізоляція та екран. Система контактуючих тіл розглядається у вісесиметричній постановці. Джерелом ЕМП є струм, який задається рівномірно розподіленним по перерізу провідника електричного струму.

Одержано просторово-часові розподіли векторних компонент ЕМП у індукторі та заготовці. На базі цієї інформації проведено аналіз деформування системи у квазістационарній постановці при значеннях компонент ЕМП, які відповідають максимуму імпульсу.

УДК 621.8

УДОСКОНАЛЕННЯ КІНЕМАТИЧНОГО МЕТОДУ СИНТЕЗУ ЗУБЧАСТИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ І ПРОФІЛЮВАННЯ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ІНСТРУМЕНТІВ ДЛЯ НАРІЗАННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

AN IMPROVEMENT OF KINEMATICS METHOD FOR TOOTHED HOOKING'S SYNTHESIS AND PROFILING METAL-CUTTING INSTRUMENTS FOR CUTTING GEAR-WHEELS

Ярослав Литвиняк

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

In the article are represented the new method for toothed hooking's synthesis and profiling metal-cutting instruments for cutting gear-wheels. A novelty consists in determination of the least distance from the instantaneous speeds centre to the profiles contact point for hooking profiles line description. Writing down the contact points line in the corresponding movable coordinates system determine the sought after indents profile of wheel or rail.

Експлуатаційні показники значної кількості сучасних транспортних, енергетичних, виробничих машин визначають зубчасті передачі, що входять до складу їх приводу. Навантажувальна здатність, надійність, шумові характеристики зубчастих передач залежать безпосередньо від зачеплення утворюваного боковими активними поверхнями зубців коліс. Синтез профілю зубців також є достатньо важливим для реалізації технологічних процесів спрямованих на формоутворення зубців деталей таких, як циліндричні зубчасті колеса, зубчасті рейки, шліцьові вали, храпові колеса, зірочки ланцюгових передач тощо при вирішенні завдань спрямованих на якісне і надійне проектування робочих профілів різальних інструментів які використовують при здійсненні методу обкату або способу нарізання зубців при безперервному обертанні заготовки.

Запропонована методика кінематичного синтезу профілів розглядається на прикладі площинного зубчастого зачеплення і може бути застосована також для просторового зачеплення. Згідно цієї методики встановлюють розташування двох центроїд зубчастих коліс, обертаний рух яких супроводжується їх взаємним коченням без проковзування та визначають точку контакту P , що є миттєвим центром обертання або полюсом зачеплення. Згідно теореми Вілліса, у точці E контакту огинаючих профілів зубців загальна нормаль \vec{N}_i повинна проходити через миттєвий полюс зачеплення P . Вектор відносної швидкості \vec{v}_i точки контакту E профілю зубця одного колеса відносно точки контакту E профілю зубця іншого колеса спрямований вздовж спільної загальної дотичної до профілів зубців в точці контакту. Згідно відповідної теореми теоретичної механіки, кінцеве переміщення плоского профілю у своїй площині, можна здійснити за допомогою лише одного обертання на деякий кут навколо миттєвого центра обертання із відповідною миттєвою відносною кутовою швидкістю ω_{12} . Тому, відносна швидкість \vec{v}_i у точці контакту E рівна добутку ω_{12} на радіус PE обертання миттєвого обертового руху. Миттєвий радіус обертання PE розташований на загальній нормалі \vec{N}_i до профілів зубців і рівний найменшій відстані від миттєвого центра обертання P до точки контакту профілів E . Розглядаючи координати відомого профілю в нерухомій системі координат S , встановлюємо найменше значення квадрату відстані PE від миттєвого центра обертання P (полюса зачеплення) до точки E контакту на заданому профілю і визначаємо координати точки контакту $E(x_E, y_E)$, а від так рівняння лінії зачеплення. Шукане рівняння профілю зуба в рухомій системі координат, зв'язаною із зубчастим колесом або інструментом (рейкою), отримуємо за допомогою співвідношень між нерухомою та рухомою системами координат.

Запропонована методика дозволяє уникнути складних процедур традиційного кінематичного аналізу з синтезу зубчастих зачеплень і профілювання інструментів для нарізання зубчастих коліс.

УДК 621.941

КОМПЛЕКСНЕ САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНЕ ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ

COMPLEX SELF ADJUSTED EQUIPMENT FOR TURNING

Ігор Луців, Віталій Волошин, Валерій Буховець

Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46000, Україна

The concept of complex self adjusted equipment for processing, consisting of subsystems adaptive workpiece clamping and workpiece adaptive processing subsystem. The analysis of dynamic stability of self adjusted multi edge machining system with work piece clamping device is given.

Процес лезової токарної обробки супроводжується пружними деформаціями та вібраціями, які чинять шкідливий вплив на параметри точності та якості оброблюваної поверхні, стійкість інструменту і довговічність верстату. В процесі обробки в технологічній системі появляются згинальні та крутильні коливання, що зумовлено наявністю і взаємним впливом технологічних умов різання, зовнішніх збурюючих сил і пружно-демпфуючих характеристик технологічної оброблювальної системи. Крутильні коливання, які виникають у приводі під час кінцевих токарних операцій, призводять до коливань сили різання, а нерівномірна жорсткість затискного пристрою, що має дискретне розташування затискних елементів по контуру затиску, спричиняє зміну складових радіальних відтискань. Тому адаптація багатолезового оснащення до зміни радіальної та крутильної жорсткості підсистеми «затискний пристрій – заготовка» та забезпечення незмінної радіальної жорсткості затискних пристроїв по куту повороту є актуальною науковою задачею і одним із способів покращення точності та якості оброблюваних поверхонь.

Запропоновано концепцію самоналагоджувального комплексного оснащення для багатолезової обробки, що складається із підсистеми адаптивного затиску заготовки та адаптивної підсистеми обробки заготовки, які пов'язані між собою і повинні забезпечувати виконання основної функції – забезпечення точної і якісної обробки поверхонь обертання.

На основі аналізу загальної блок-схеми функціонування самоналагоджувального комплексного оснащення для багатолезової обробки адаптивного типу з врахуванням затискного пристрою проведено аналіз динамічної стійкості такої системи на основі комп'ютерного моделювання передаточної функції розімкнутої системи. Динамічну систему багатолезового верстатно-інструментального оснащення із кінематичними міжінструментальними зв'язками (КМІЗ) подано одноконтурною системою, що являє собою послідовне з'єднання трьох елементів: підсилюючої ланки з передаточною функцією $W_{\text{вх}}$, яка характеризує вплив на систему n -лезової обробки ($q=f(n)$); зустрічно-паралельного з'єднання аперіодичної ланки еквівалентного процесу різання з передаточною функцією W_p (що співпадає з передаточною функцією процесу різання на кожному різальному елементі) та інтегруючої (інерційної) ланки механізму КМІЗ з передаточною функцією W_x ; коливної ланки, що відображає пружно-демпфувальні властивості еквівалентної системи верстатно-інструментального оснащення із затискним пристроєм з рівномірним розподілом затискного зусилля, з передаточною функцією $W_{\text{ЕРС}}$.

За результатами моделювання отримані діаграми вібростійкості системи багатолезової обробки, які наглядно ілюструють збільшення запасу динамічної стійкості по граничній стружці для багаторізевого точіння із КМІЗ зв'язками адаптивного типу в поєднанні із затискними пристроями з рівномірно розподіленим зусиллям затиску по контуру контактування заготовки із затискними елементами.

УДК 621.881

МОДЕЛЮВАННЯ ОБРОБКИ ТРИРІЗЦЕВОЮ АДАПТИВНОЮ ГОЛОВКОЮ З ПРУЖНИМИ НАПРЯМНИМИ

MODELING OF 3-EDGE ADAPTIVE HEAD WITH ELASTIC GUIDES MACHINING

Ігор Луців, Володимир Шарик

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46000, Україна, e-mail: yovanshar@i.ua

The paper deals with the design and operation of adaptive multi edge cutting head with elastic guides. The head is used for fine turning. The cutting tool position in the process of machining is operated by electromagnetic bidirectional drive of tool holders. The drive is equipped with microprocessor intelligent control.

Розроблено конструкцію трирізцевої головки для тонкого точіння з пружними напрямними [1], в якій керування положення інструментів в процесі обробки здійснюється електромагнітним дво-направленим приводом з мікроконтролерним інтелектуальним керуванням.

Моделювання трирізцевої обробки такою головкою базується на врахуванні особливостей розрахункових схем різальних елементів головки з пружними напрямними. Кожен із трьох різальних елементів знаходиться під дією осьових складових елементних сил різання, які зумовлюють його зміщення від стану рівноваги, причому співвідношення осьової складової із радіальною складає 0.4. В цьому контексті маємо на увазі статичні значення вказаних складових.

Оскільки положення кожного із різальних елементів завдяки пружним напрямним, керується за допомогою додаткового електромагнітного приводу, то зрозуміло, що при розгляді вібраційного руху різальних елементів слід враховувати керуючу дію електромагнітів. Різальні елементи знаходяться в процесі постійної осциляції, як внаслідок наявності пружних напрямних, так і через постійні керуючі сигнали, отже, очевидно, що змінюються і значення подач окремих елементів, що враховується у математичній моделі. Відповідну систему диференціальних рівнянь можна розв'язати з допомогою пакету Math Cad методом Рунге Кутта з врахуванням початкових умов.

Так, зокрема, при однакових даних щодо характеристик інерції, жорсткості та демпфування і початковій умові $y(0)=3 \cdot 10^{-8}$ м; $y'(0)=0$ отримуємо вібраційний процес руху деталі при одно різцевій обробці (рис. 1, а) і в той же час при тих же початкових умовах для випадку обробки деталі трирізцевою головкою з пружними напрямними і електромагнітним керуванням з параметрами різальних елементів: $m=1$ кг; $h=100$ кг/с; $c=10^5$ Н/м, відповідну осцилограму, які суттєво відрізняється (рис. 1, б). При цьому розбіжність змін швидкостей різальних елементів стабілізується і прямує до нуля. Порівняння даних осцилограм підтверджує ефективність використання розробленої трирізцевої головки.

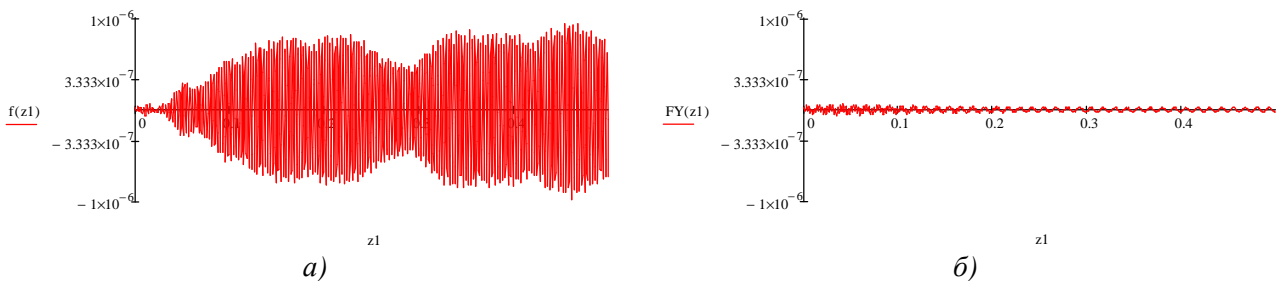


Рис. 1. Осцилограми коливань деталі при однорізцевій обробці (а) і при обробці 3-різцевою головкою (б)

1. Пат. 85871 Україна, МПК В23В29/24. Багаторізцева головка для точіння / І.В. Луців, П.Д. Кривий, В.М. Шарик; заявл. 29.03.2013; опубл.10.12.2013; Бюл.№23.-5с.

УДК 669.1:537.5

ПРОЦЕСИ АЗОТУВАННЯ В ТЛЮЧОМУ РОЗРЯДІ ОТВОРІВ З ВІДНОСНО МАЛИМ ДІАМЕТРОМ

PROCESSES OF NITRIDING IN A GLOW DISCHARGE OF RELATIVELY SMALL DIAMETER HOLES

Володимир Люховець

Хмельницький національний університет,
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29013, Україна

The results of the analysis of the influence of the geometry of the relatively small diameter holes on the nature of the processes of nitriding in a glow discharge are considered. The concept of analytical tasks that ensure high-quality glow discharge nitriding parts with working surfaces in the form of relatively small-diameter holes and a relatively large length is formed.

Переважає більшість випадків процесів азотування в тліючому розряді (АТР) отворів малого діаметра відповідає за своїм фундаментальними ознаками газорозрядним процесам з пустотілим катодом. Аналіз цих процесів обов'язково повинен враховувати співвідношення розмірів отворів з геометричними параметрами області катодного падіння (ОКП) – насамперед відношення діаметра отвору D до ширини ОКП d . За вказаним критерієм можливі наступні ситуації.

1. $D < 2d$. У цьому випадку ОКП протилежних частин катода частково (в граничному випадку – повністю) перекриваються, схема відповідає умовам існування розряду з пустотілим катодом. Електрони при цьому перелітають через межу протилежної ОКП, входять у поле, яке гальмує їх рух аж до повної зупинки та повернення в «свою» область. У зв'язку з тим, що у напрямку до виходу з отвору напруга зростає, існує осьова сила, яка рухає електрони в напрямку торця отвору. Електрони, таким чином, рухаються по коливальній затухаючій траєкторії до виходу з отвору. Оскільки загальний шлях при цьому зростає, то це призводить до збільшення кількості сутичок з нейтральними молекулами та інтенсивності іонізації. Це і становить головну причину появи в центральній частині отвору більш інтенсивного свічення як характерної ознаки розряду з пустотілим катодом.

2. $D = 2d$. Оскільки все одно електрони за інерцією залітають у протилежну зону ОКП (найбільш ймовірно – на величину середнього значення довжини вільного пробігу), то аналогічно попередньому спостерігатиметься ефект розряду з пустотілим катодом, хоча і меншою мірою.

3. $D > 2d$. У центрі отвору залишається область, в якій поле не діє. Через неї проходить постачання дифузантив пропорційно тій частині струму розряду, яка проходить через приторцьову частину поверхні. Ймовірно може мати і місце обернена причина – гальмування постачання за законами, аналогічними гідродинаміці, що і визначає обмеженість внутрішньої області отвору, яка потенційно може азотуватись. Цей опір рухові часток через торець в якості основоположних факторів може мати як критичну швидкість дрейфу часток, так і сутичковий характер руху часток.

4. $D \gg 2d$. Через центральну частину отвору при допустимій критичній швидкості дрейфу часток газового середовища внутрішня порожнина модифікованого об'єкта постачається компонентами газу, які служать основою для утворення нітридів. Саме ця критична швидкість стоку лімітує площу стінок отвору, яка може азотуватись, оскільки для більш-менш рівномірного розподілу часток по всій внутрішній поверхні отвору їх кількість повинна бути достатньою для всіх субпроцесів азотування. Ймовірно існує критичне значення між співвідношеннями діаметра отвору до подвоєної ширини ОКП та довжини отвору до його діаметра, що потребує додаткового дослідження.

Проведений аналіз вказує на певні обмеження азотування отворів з відносно малим діаметром при використанні традиційних варіантів технології АТР. Оскільки навіть при малих значеннях відношення довжини отвору до його діаметра важко забезпечити наявність розряду по всій внутрішній поверхні отвору, то інтенсивність процесів утворення нітридів лімітується тільки параметрами газового азотування, продуктивність якого суттєво нижча порівняно з АТР. Подальші дослідження повинні стосуватись кінетики руху часток газу в умовах дії нестационарного живлення. Саме в цьому випадку ймовірно попадання іонізованих часток поза межі приторцьової зони отвору, що може стати причиною інтенсифікації азотування внутрішніх поверхонь отвору.

УДК 628.511

ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ КУТА НАХИЛУ ВХІДНОГО ПАТРУБКА НА ГІДРОДИНАМІЧНУ СТРУКТУРУ ПОТОКУ В РОБОЧІЙ ЗОНІ ЦИКЛОНУ ЗІ СПІРАЛЬНИМ НАПРАВЛЯЮЧИМ АПАРАТОМ

DETERMINATION OF INFLUENCE OF ANGLE OF SLOPE ENTRANCE TO UNION COUPLING ON HYDRODYNAMIC STRUCTURE OF STREAM IN WORKING AREA OF CYCLONE WITH SPIRAL SENDING VEHICLE

Володимир Майструк, Роман Гаврилів

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна, e-mail: ymaistruk@gmail.com

Research of influence of angle of slope of the entrance union coupling is conducted on the hydrodynamic structure of stream in a cyclone with a spiral sending vehicle. The optimal values of angle of slope of the entrance union coupling are certain for the different variants of process of separation.

Циклонні пиловловлювачі є відносно простими апаратами відцентрової дії, які використовуються для видалення твердих частинок з газових потоків. Вони застосовуються в різних галузях промисловості і технологіях виробництва як самостійні апарати в технологічних схемах для проведення різноманітних технологічних процесів, так і у вигляді пилоочисних систем. Зростаючі вимоги до екологічних показників сучасних виробництв, якості готової продукції, енерго- і ресурсозбереження та створення безвідходних технологій, вимагають подальшого підвищення ефективності роботи пилоочисних апаратів. Один з варіантів підвищення ефективності роботи циклонів є оптимізація їх конструкції та геометричних розмірів.

Циклони зі спіральним направляючим апаратом виглядають перспективними в плані удосконалення їх конструкції і роботи в цьому напрямку на сьогоднішній день продовжуються.

У зв'язку з достатньо складними і трудомісткими лабораторними методами оптимізації конструкції циклонів, на сьогоднішній день широко використовують методи чисельного моделювання та симуляції процесу, за допомогою яких неправильні співвідношення геометрії апарату можна відкинути ще на початковій стадії проектування.

У рамках теоретичних досліджень засобами чисельного моделювання на базі SolidWorks Flow Simulation. пропонується вирішити наступні завдання:

- створити тривимірну геометричну модель досліджуваного апарату з різними конструктивними виконаннями вхідного патрубку;
- використовуючи ПК Solid Works Flow Simulation, теоретично дослідити гідродинамічну структуру потоку в робочій зоні циклону залежно від геометрії вхідного патрубку;
- оцінити вплив геометрії вхідного патрубку на енергетичні затрати для проведення процесу сепарації;
- на основі одержаних результатів розробити практичні рекомендації щодо оптимізації вхідного патрубку в циклоні досліджуваної конструкції.

На основі проведених теоретичних експериментів циклону із спіральним направляючим апаратом можна рекомендувати, що для зменшення енергетичних затрат під час очищення висококонцентрованих запиленних газів від частинок крупних розмірів доцільно проектувати пиловловлювач з вхідним патрубком $15 - 20^{\circ}$. Для очищення газових потоків від частинок пилу невеликих розмірів і невисокої початкової запиленості краще застосовувати апарат з вхідним патрубком $10 - 15^{\circ}$.

УДК 621.9.01

ОСОБЛИВОСТІ КОНСТРУКЦІЙНОГО ДЕМПФУВАННЯ АВТОКОЛИВАНЬ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

FEATURES STRUCTURAL DAMPING AUTOVIBRATIONS MACHINE TOOLS

Ярослав Новіцький, Юрій Новіцький

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

Mathematical model of four mass oscillating circuit cutting machine developed and studied in this paper. The influence of the internal friction in the joints of structural elements on the machine tool vibration amplitude and details. Effective self-oscillation amplitude blanking tool possible by choosing the optimal parameters of the tool body frictional connection with tool holders.

Як відомо [1], розсіювання енергії в нерухомих з'єднаннях (конструкційне демпфування) суттєво впливає на зменшення амплітуди коливань інженерних споруд, фрагменти яких з'єднані заклепками та болтами, а також підвішених на пакетах листових пружин агрегатів транспортних засобів у випадку, якщо ці коливання відбуваються біля резонансу. Це явище можна успішно використати і для зменшення амплітуди автоколивань робочих органів металорізальних верстатів, коливання яких теж відбуваються на резонансних частотах [3].

Автоколивання системи ВПД досліджувалися розв'язуванням системи диференціальних рівнянь чотиримасової коливальної схеми, яка складається із супорта, різця, деталі та шпинделя, що з'єднані між собою та станиною верстата пружними зв'язками із демпферами, відповідно до схеми класичного токарного верстата, маса станини якого є значно більшою за масу окремих його вузлів, тому їх коливання розглядаються відносно умовно нерухомої станини. Чотиримасова коливальна схема характерна своєю універсальністю, оскільки якщо замінити масу шпинделя на масу стола, а масу супорта на масу шпинделя то це вже буде схема фрезерного верстата, аналогічно можна описати і коливальну схему оброблюваного центра.

Проведені теоретичні дослідження показали, що вводити конструкційне демпфування доцільно лише в місці кріплення інструмента. Також, якщо це можливо, доцільніше вводити його безпосередньо в конструкцію інструмента.

Особливістю конструкційного демпфування є те, що сила тертя в такому демпфері має яскраво виражене оптимальне значення [2], оскільки при великих значеннях сили тертя площа петлі гістерезису демпфера буде досить малою, а при малих силах тертя малою буде кількість енергії, що розсіюється демпфером протягом циклу коливання інструмента. Тобто сила тертя демпфера повинна бути пропорційною до сили різання. Крім цього, невелика сила тертя створює проблеми утримання різця.

Отже, достатнє розсіювання енергії коливань в місці кріплення інструмента, або в самому інструменті, може запобігати виникненню автоколивань в процесі різання металу або ж значно зменшувати їх амплітуду.

1. Пановко Я. Г. *Внутреннее трение при колебаниях упругих систем* / Я. Г. Пановко. – М.: Гос. изд. физ.-мат. лит., 1960. – 190 с. 2. *Прочность, устойчивость, колебания. Справочник в 3-х т. Т. 3/ Под общ. ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. – 567 с.* 3. Соколовский А. П. *Научные основы технологии машиностроения* / А. П. Соколовский. – Л.: МАШГИЗ, 1955. – 515 с.

УДК 621.73.16

ЗАКОНОМІРНОСТІ ЕНЕРГОСИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ТА ФОРМОУТВОРЕННЯ ПРИ ЛОКАЛІЗОВАНІЙ ОБРОБЦІ КІЛЬЦЕВИХ ЗАГОТОВОК

REGULARITIES OF ENERGY-POWER PARAMETERS AND FORMATION IN LOCALIZED PROCESSING RING BLANKS

Дмитро Соколовський, Євген Щепанський, Сергій Гожій

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
проспект Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна*

The paper presents some aspects definition of regularities of forming by rotary forging flanged products and energy-power parameters of the process.

Процес локалізованого формоутворення або штампування обкочуванням відбувається наступним чином (рис.1): кільцева заготовка 1 встановлюється у порожнину штампа 2. Інструмент 3, рухається до низу вздовж осі заготовки 1 із сталою швидкістю, деформуючи заготовку 1. Причому, інструмент 3, крім осьового переміщення, здійснює прецесії навколо вертикальної вісі, що в купі з осьовим переміщенням приводить до його локального контакту з торцевою поверхнею заготовки 1 і відповідно утворення локального осередку пластичної деформації. Для збереження розміру внутрішнього діаметра заготовки 1, який для даної схеми незмінний, в центральній частині штампа 2

встановлена оправка 4. Для забезпечення її постійного контакту з інструментом 1 вона підпружинена пружиною 5. В результаті взаємодії верхня частина заготовки 1 виходить за дзеркало штампа 2 і надалі буде переформовуватись у фланцеву частину деталі.

Для визначення закономірностей формозміни досліджувались три випадки відносних співвідношень перетину кільцевої заготовки (співвідношення висоти над дзеркалом штампа до товщини кільцевої заготовки – 0,6; 1,0; 2,0). Схеми представлені на рис.1,а, рис.1,б та рис.1,в.

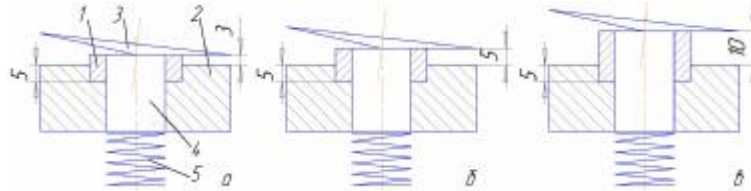


Рис. 1. Технологічні схеми штампування обкочуванням із застосуванням кільцевої заготовки з співвідношеннями розмірів: а – при відносній висоті 0,6; б – при 1,0; в – при 2,0

Моделювання проводилось в тривимірній постановці. Кільцеву заготовку з розмірами: зовнішній діаметр – 28 мм; внутрішній діаметр – 18 мм; з висотами – 8,0 мм, 10,0 мм та 15,0 мм. Швидкість та частота прецесії визначались з умови, щоб забезпечити коефіцієнт співвідношення площ (λ) рівним 0,1.

Результати моделювання представлені на рис. 2. Порівняння показує, що із збільшенням відносної висоти заготовки виникають передумови до підвищення інтенсивності радіальних деформацій та виникнення позаконтактного осередку деформацій, що проявляється у збільшенні внутрішнього діаметру заготовки (рис. 2,в) в виступаючій частині заготовки. Така ситуація притаманна для всіх випадків обробки без встановлення кільцевої заготовки в порожнину штампа.



Рис. 2. Формозміна заготовки за трьома варіантами відносних висот: а – при відносній висоті 0,6; б – 1,0; в – 2,0

Середні напруження в локалізованому осередку були розраховані, як відношення поточного абсолютного зусилля до відповідної поточної площі контакту інструменту із заготовкою.

Отримані енергосилові характеристики та особливостей формозміни дають можливість провести аналіз і з'ясувати закономірності протікання процесу, а також визначити межі ефективного застосування штампування обкочуванням.

УДК 621.1

АВТОМАТИЗОВАНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ БАГАТОІНСТРУМЕНТАЛЬНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ НАФТОХІМІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

AUTOMATED PLANNING OF TECHNOLOGICAL PROCESS OF MULTIIINSTRUMENTAL TREATMENT OF DETAILS OF PETROCHEMICAL EQUIPMENT

Олександр Становський, Тетяна Панова, Дмитро Зарічанський

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

Work is devoted an association, distributing and classification of technological processes. The models of technological processes are given. Were built fenotipy of technological processes. The star-shaped character model of the incorporated technological process is offered.

У багатьох технологіях різання металів обробка деталей здійснюється за допомогою вживання декількох ріжучих інструментів різної конфігурації, виготовлених з різного матеріалу, причому режими різання для кожного елементарного технологічного процесу (надалі ЕТП) вибираються, як правило, різними, щоб забезпечити на кожній окремій операції оптимальні параметри обробки і отримати в кінці об'єднаного технологічного процесу (надалі ОТП) необхідну якість продукції.

Завдання субоптимізації подібних технологічних процесів процесів в САПР, окрім багатокритеріальності, багатоекстремальності по кожному критерію і значної кількості аргументів в цільових функцій, відрізняється одним важливим обмеженням: деякі з цих аргументів (наприклад, швидкість обертання валу або подача) узагальнені в тому сенсі, що змінювати їх в процесі оптимізації в межах допустимих значень, можна, але лише одночасно для всього елементарного технологічного процесу.

Як об'єкт аналізу: ОТП з повним розпаралелюванням і узагальненими параметрами розглянутий технологічний процес розгортання ступінчастого отвору у втулці - завершуючої операції при обробці точних отворів. Технологічний процес здійснюється паралельно двома розгортками, що знаходяться на одному валу.

Метою роботи є підвищення ефективності автоматизованого проектування об'єднаних технологічних процесів і пов'язаного з цим зниженням термінів підготовки виробництва і підвищення продуктивності праці на машинобудівних підприємствах шляхом розробки і впровадження нового методу оптимізації за допомогою комплексного генетичного алгоритму.

Для досягнення цієї мети в роботі були виконані класифікація ОТП і вибір об'єкту автоматизованого проектування, отримані математичні моделі елементарних технологічних процесів, що входять в ОТП. Запропонований метод комплексного генетичного алгоритму оптимізації об'єднаних технологічних процесів для підсистем САПР, а також розроблені символні моделі, використовувані в методі, і методики його реалізації на прикладі проектування режимів паралельної механообробки.

На основі аналізу циклограм і вмісту об'єднаних технологічних процесів запропонована класифікація ОТП із стратифікацією по паралельності виконуваних робіт і наявності загальних змінних, єдиних для всього ОТП. Виділений фенотип узагальненого розгортання ОТП і отримані цільові функції багатопараметричної оптимізації як підсистеми САПР такої технології. Серед аргументів цільових функцій виділені параметри проектування і вибрана функція згортки для здобуття єдиної скалярної змінної оптимізації.

Запропонована зіркоподібна символна модель об'єднаного паралельного технологічного процесу, що містить по кількості елементарних технологічних процесів безліч променів індивідуальних фенотипів і узагальнені фенотипи загальних параметрів процесу.

УДК 621.1

РОЗРОБЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИСОКОЧАСТОТНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ФРЕЗЕРУВАЛЬНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ МІКРОРІЗАННЯМ

THE TECHNOLOGICAL EQUIPMENT FOR HIGH-FREQUENCY VIBRATION MICRO CUTTING MILLING OF PIECES

Василь Струтинський, Іван Перфілов

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
проспект Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна*

The technological equipment for vibration machining of pieces with small diameter cutters was rewied. The equipment includes two coordinate vibrating table with piezoelectric actuators and control system. The investigation and industrial research testing of the developed equipement was made.

Технологічне обладнання для фрезерувальної обробки деталей мікрорізнанням включає прецизійний вертикально-фрезерувальний верстат і вібраційний стіл, що забезпечує високочастотну вібраційну обробку.

Високочастотна вібраційна обробка дає можливість одержати поверхню деталі з особливими властивостями, тому розробка обладнання для високочастотної вібраційної обробки є актуальним.

Наведено результати досліджень виконаних при розробці обладнання для високочастотної вібраційної обробки деталей мікрорізнанням. Описано розроблене обладнання, його основні вузли та система керування. Обладнання включає фрезерувальний верстат із високооборотним шпинделем та двох координатний стіл оснащений п'єзоприводами. Використовується інструмент у вигляді торцевих фрез діаметром 0,2 – 1,0 мм з частотою обертання до 100000 об/хв. Двокоординатний стіл, на якому встановлюється деталь переміщується у двох взаємно перпендикулярних напрямках з частотою до 2,5 кГц і вище при амплітудах переміщень до 0,03 мм. Стіл має пружний підвіс у вигляді багатоланкового паралелограмного механізму. Показано, як в результаті досліджень якісно підвищені динамічні показники обладнання. Для підвищення точності обладнання запропонована спеціальна методика, яка полягає у визначенні параметрів фігур Ліссажу, що формуються приводами переміщення стола. Для базової фігури Ліссажу у вигляді еліпса проведено виміри набору траєкторій переміщення стола. Встановлено відхилення траєкторій від еліпса. Виконана статистична обробка параметрів траєкторій переміщення стола та встановлені детерміновані і випадкові похибки обладнання. Це є основою корекції системи керування з метою забезпечення необхідних параметрів точності обладнання. Крекція включає введення спеціальних регуляторів у систему зворотніх зв'язків. В результаті корекції знижено коливальність приводів переміщення стола та суттєво підвищена швидкодія приводів. Основна корекція обладнання здійснена системою керування приводами стола. Введені спеціальні корегуючі ланки, які компенсують амплітудні і фазові похибки вхідних сигналів. В основному, виконується корекція різниці фаз окремих приводів стола. Введення корекції знижує похибки відпрацювання динамічного вхідного сигналу на частотах, які не перевищують резонансні частоти приводів. Проведена дослідно-промислова апробація розробленого обладнання. Виконана обробка контрольних зразків з формуванням спеціального мікропрофіля поверхні. Підтверджена працездатність розробленого обладнання і можливість формування спеціального мікропрофіля. Одержані характерні мікропрофілі, що мають регулярні зигзагоподібні та віялоподібні мікрорівні та мікроканавки на обробленій поверхні.

Деталі зі спеціальним мікропрофілем призначені для використання у спеціальних парах тертя, прецизійних контактних спраженнях, медичній техніці та спеціальному обладнанні.

УДК 621.73.16

ПРЕС ДЛЯ ШТАМПУВАННЯ ОБКОЧУВАННЯМ ПОДВІЙНОЇ ДІЇ

DOUBLE ACTION ROTARY FORGING PRES

Геннадій Суботенко, Сергій Кучеренко, Сергій Гожій

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
проспект Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна.*

The paper presents some aspects of modernization of the conventional rotary forging press into the double action rotary forging press and some results of FEM simulation of combined rotary forging process.

Незважаючи на численні переваги реалізації методу штампування обкочуванням, особливо при обробці деталей із співвідношенням початкових діаметру (D) до висоти (H) більше за 4, основним недоліком пристрою є те, що в початковий момент під впливом активного інструменту, який виконує складні орбітальні рухи, виникають зусилля, напрямок яких відмінний від осьового, під дією яких заготовка може змінити свою орієнтацію або вивертається відносно нижнього штампу, що приводить до отримання в результаті обробки неякісних асиметричних деталей із зміщеною віссю.

Метою є вирішення питання вдосконалення пресу для виготовлення деталей об'ємним холодним деформуванням методом штампування обкочуванням шляхом фіксації положення

заготовки відносно нерухомого нижнього штампу як в момент першого дотику активного інструмента до заготовки, так і протягом всього циклу штампування, а також наданню пристрою можливостей додаткового деформування центральної частини заготовки для утворення порожнини. За рахунок чого підвищується якість деталей та значно розширюються технологічні можливості обладнання.

Для аналізу процесу проводилось моделювання для групи зразків з різними відносними розмірами. Результати моделювання процесу для співвідношень початкової висоти (H) заготовки до початкового діаметру (D) заготовки рівного 0,5 та діаметру пуансона (d) до початкового діаметра (D) заготовки рівного 0,4 представлені на рис. 1.

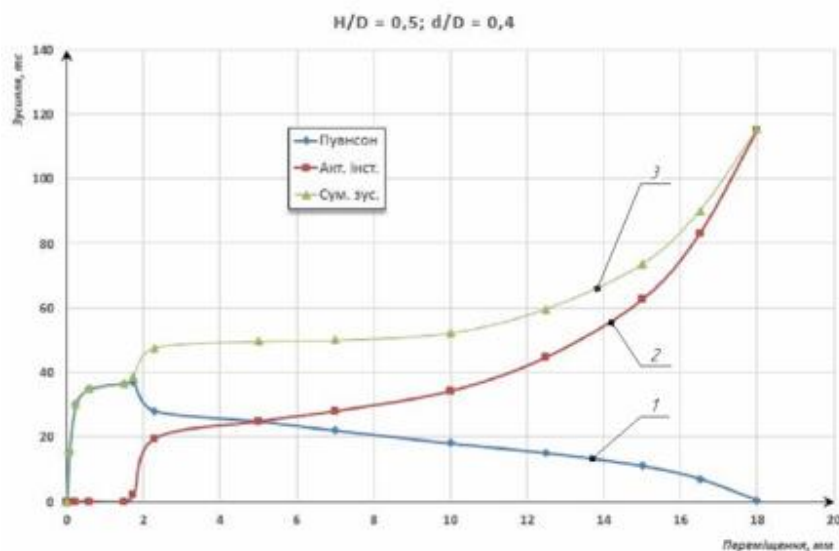


Рис. 1. Графік «зусилля-переміщення» при комбінованому формоутворенні

З рис. 1 видно, що зусилля на пуансоні (крива 1) по ходу переміщення (занурення в заготовку) спадають, хоча при виконанні традиційного процесу ці зусилля повинні зростати. Спадання зусилля пояснюється наявністю позаконтактних центральних деформацій розтягування, які притаманні лише штампуванню обкочуванням. Зусилля на активному інструменті (крива 2) відповідають теоретичним значенням але в десятки разів менші за відповідні зусилля при традиційному осьовому осаджуванні. Сумарні зусилля (крива 3) на всьому проміжку переміщення не перевищують максимального значення на пуансоні або активному інструменті, що вказує на значні енергетичні переваги пресу подвійної дії для штампування обкочуванням.

УДК 621.91.01:543.1

РОЗШИРЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МОЖЛИВОСТЕЙ ІНСТРУМЕНТАЛЬНОГО ОСНАЩЕННЯ ВЕРСТАТІВ ТОКАРНОЇ ГРУПИ

EXPANSION OF TECHNOLOGICAL POSSIBILITIES OF THE LATHE TOOLHOLDERS

Олександр Шевченко, Антон Яшник

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
проспект Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна

Toolholders which are using for microregulation of cutting tools, crushing of a chip during turning and decrease of intensity of self-excited vibrations are created for raise of efficiency of turning. The principles of designing and effective constructions of the toolholders with elastic ways for different technological assignment at turning are created.

Для деяких типів верстатів токарної групи необхідно передбачити додаткові пристрої для мікрометричного позиціонування різального інструменту з метою компенсації систематичних похибок обробки. Переміщень такої точності важко досягти звичайними передачами типу гвинт – гайка внаслідок сил тертя, що призводять до стрибкоподібного руху, кінематичних похибок та до низької точності позиціонування. Найчастіше для мікрорегулювання різців використовують приводи з пружними елементами чи напрямними. Вони забезпечують високу точність позиціонування, внаслідок відсутності зовнішнього тертя та зазорів в приводі переміщення різального інструменту.

При обробці таких матеріалів, як високолеговані сталі і низка сплавів кольорових металів, переміщення зливної стружки здійснюється в самих непередбачених напрямках, утрудняється спостереження за процесом різання, а сама стружка є потенційним джерелом важкого травматизму. Найбільшої уваги серед способів видалення стружки заслуговують способи її кінематичного дроблення, серед яких ефективністю і надійністю вирізняється вібраційне різання. Суттєвим резервом підвищення ефективності вібраційного дроблення стружки є використання інструментального оснащення з пружними напрямними для зворотно-поступального вібраційного руху інструменту.

Одним з розповсюджених видів обробки на токарних верстатах є обробка консольним інструментальним оснащенням, до якого належать оправки, різцетримачі, борштанги. Особливістю обробки консольним інструментом є висока ймовірність виникнення вібрацій при різанні, що знижує точність, якість та продуктивність обробки деталей, обмежує технологічні можливості верстатів. Забезпечення умов вібростійкої обробки таким інструментом може здійснюватись шляхом раціонального вибору конструктивних параметрів оснащення з врахуванням відповідної орієнтації головних осей жорсткості пружної системи інструменту по відношенню до напрямку дії сили різання та вибором раціонального співвідношення жорсткостей оснащення за головними осями жорсткості.

На основі виконаних досліджень розроблені методика проектування, нові ефективні конструкції консольного інструментального оснащення для мікрорегулювання різця, ефективного дроблення стружки в процесі різання, вібростійкого точіння та визначені основні вимоги до цього оснащення і розроблені рекомендації щодо його ефективного використання при токарній обробці.

УДК 621.914

МЕТОД ПОБУДОВИ ДІАГРАМ СТАЛОСТІ ДЛЯ ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ПОХИЛИХ ПОВЕРХОНЬ СФЕРИЧНИМИ КІНЦЕВИМИ ФРЕЗАМИ

METHOD OF CREATING OF STABILITY LOBES DIAGRAMS FOR BALL END MILLING OF INCLINED SURFACES

Олексій Штегін

*Житомирський державний технологічний університет,
вул. Черняхівського, 103, м. Житомир, 10005, Україна*

A numerical method of creating of stability lobes diagrams for ball end milling of inclined surfaces is proposed. The main idea consists in creating of the diagram by addition of the parts of diagrams that were built for different radial depth of cut values.

Однією з нагальних проблем на шляху отримання якісних деталей, зокрема, при фрезеруванні сферичними кінцевими фрезами, є виникнення вібрацій в процесі різання, що призводить як до погіршення отримуваних розмірів та шорсткості обробленої поверхні, так і до зменшення стійкості різального інструменту. Одним зі шляхів вирішення цієї проблеми є прогнозування режимів динамічно сталого процесу обробки. Це означає, що при постійних збуреннях коливання технологічної системи не розвиватимуться та не перевищуватимуть критичних значень амплітуди.

Для визначення умов сталої обробки будують так звані діаграми сталості, на осі абсцис яких містяться значення швидкостей обертання шпинделя, а на осі ординат – значення глибини різання. Сама крива діаграми відображає прогнозовані значення гранично сталих умов, над нею знаходяться умови несталого різання, і, відповідно, під нею – умови сталого різання.

Оцінка динамічної сталості процесу обробки похилих поверхонь сферичними кінцевими фрезами має свої принципові особливості внаслідок суттєвої непостійності площі зрізаного шару за найменшої зміни параметрів, таких як радіальна глибина різання, кут нахилу поверхні.

Вхід зуба фрези в тіло заготовки та вихід зуба фрези з тіла заготовки відбувається, відповідно, з певними кутами врізання та виходу. Пляма контакту фрези з заготовкою характеризується кутом контакту, що лежить у діапазоні від кута врізання до кута виходу. Точне аналітичне визначення кута контакту є важливою задачею для побудови діаграм сталості.

Аналіз сили різання при обробці сферичними фрезами показує, що її радіальна складова збільшується при збільшенні кута нахилу поверхні. При побудові діаграм сталості важливу роль відіграють питомі складові сили різання. Для їх визначення необхідно розглядати силу різання вздовж нормалі до зрізаного шару, а не по нормалі до поверхні деталі.

Для побудови діаграм сталості при обробці сферичними кінцевими фрезами похилих поверхонь за основу взято метод, запропонований Budak та Altintas для обробки циліндричними кінцевими фрезами. При аналізі динамічної сталості процесу обробки сферичними кінцевими фрезами необхідно перейти від осьової глибини різання до радіальної глибини різання. Для реалізації чисельного методу побудови діаграм сталості, перш за все, необхідно вибрати діапазон значень радіальної глибини різання, для якого необхідно визначити умови сталої обробки. Після цього необхідно обрати крок варіювання, з яким виконуватиметься послідовне перебирання всіх значень радіальної глибини різання в межах зазначеного діапазону. Чим меншим буде цей крок, тим точнішою буде отримана діаграма динамічної сталості. Далі необхідно провести обчислення граничних значень радіальної глибини різання послідовно для всього діапазону із заданим кроком, а також визначити відповідні їм значення швидкості обертання шпинделя. Ділянки діаграм, що відповідають початковим значенням радіальної глибини різання, утворять нову діаграму, яка буде справедливою для всього діапазону радіальних глибин різання.

www

СЕКЦІЯ 6

ТЕХНОЛОГІЯ ЗВАРЮВАННЯ І ДІАГНОСТИКА МЕТАЛЕВИХ
КОНСТРУКЦІЙ

УДК 539.3

ПРИКЛАДНА МОДЕЛЬ ОЦІНЮВАННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ
ТРУБОПРОВІДІВ МАГНІТОСТАТИЧНИМ МЕТОДОМAPPLIED ASSESSMENT MODEL OF STRESS INTENSITY PIPELINES MAGNETIC STATIC
METHOD

Володимир Білобородченко

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна, e-mail: Vbilko22@ gmail.com**Applied physical proposed probabilistic model based on arcsin - distribution to estimate the intensity
of stresses in the pipe wall magnetic static method*

Достовірна оцінка ресурсу трубопроводів вимагає залучення широкої гама технічних засобів діагностики, у тому числі вимірювання значень коерцитивної сили H_c у головних площинах.

Розроблена методика метрологічної повірки приладів контролю напруженого стану на базі фізично – імовірнісного моделювання залежності щільності імовірності розподілення магнітних показників від напружень у стінці трубопроводу з відповідним представленням у вигляді строгої статистично надійної аналітичної моделі.

Проте її прикладне застосування у якості оцінки напруженого стану зустрічає певне обмеження через незворотність коефіцієнтів отриманих статистичних моделей, тобто розрахована модель виду $a_i = f(s_i)$ при метрологічній повірці не є адекватною при використанні для моделі $s_i = F(a_i)$, де s_i та a_i – відповідно напруження та оцінний коефіцієнт співвідношення коерцитивних сил у головних площинах. Це пов'язане з наявністю смуги невизначеності, яка має однакову ширину для нелінійних моделей і критично залежить від умов проведення вимірювань (похибка орієнтації відносно головних площин напружень, температурний фактор, динаміка зміни напруженого стану, робоче тіло тощо).

Розроблений підхід для рішення функціоналу $P_i = F(a_i)$ на підставі фізично – імовірнісного моделювання, який ґрунтується на: а) arcsin – подібному розподіленні щільності імовірності похибки вимірювань електронними приладами з ланцюгами змінного струму; б) інваріантності модуля значень напружень до вектору дії тиску; в) полігоні розподілення щільності імовірності, який є центрованим та симетричним відносно нульового тиску; г) перенормуванні та кодуванні осей при розбудові полігону та гістограми розподілення, що відповідає методиці статистичної метрологічної повірки приладної бази; д) лінійній інтерпретації даних вимірювань для створення зручних номограмних рішень. Для трубних сталей такі моделі мають узагальнений вигляд

$$s_i = \frac{m_s}{m_u} \frac{1}{c + d \lg \frac{\sqrt{1 - p(a_0)^2}}{\sqrt{1 - p(a_i)^2}}},$$

де σ_i – поточне значення інтенсивності напружень; μ_σ , μ_a – масштабні коефіцієнти перенормування осей; $p(a_0)$, $p(a_i)$ – середнє за вимірним діапазоном та біжуче значення розподілення щільності імовірності оцінного коефіцієнту співвідношення коерцитивних сил; c, d – розрахункові модельні коефіцієнти, які для сталі 17Г1С та сталі 13ГСУ відповідно становлять 4,39 та 2,15 і 3,25 та 1,755.

Статистичні характеристики лінійних аналітичних моделей для визначення практичних напружень в залежності від вимірних значень зміни щільності імовірності оцінок співвідношення коерцитивних сил у головних площинах наступні: модель для сталі 17Г1С: $r = 0.977$; $g_e = 0,124$; $\Delta = \pm 1,13$; модель для сталі 13ГСУ: $r = 0.989$; $g_e = 0,084$; $\Delta = \pm 0,913$.

УДК 539.3

ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ НАПЛАВЛЕНИХ ШАРІВ МЕТОДОМ ВЕРТИКАЛЬНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ОБРОБКИ

IMPROVING THE DURABILITY DEPOSITED LAYER BY VERTICAL VIBRATION TREATMENT

Андрій Войтович, Ганна Похмурська, Роман Мехальський

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

The paper presents Improving impact wear resistance the overlaid with the core wire Cr10B4Al by vertical vibration treatment. The vibration amplitude of 0.3 mm leads to an increase in average microhardness of the deposited layer from 900 to 1110 MPa. Increase resistance to impact wear layer by 20 – 25% with vibration amplitude 0.07 mm.

Деталі машин, що працюють за умовах ударних навантажень, у середовищі абразивних частинок піддаються зношуванню, це призводить до зменшення їхньої продуктивності та виходу з ладу. Продовження терміну служби деталей машин є перспективним напрямком, оскільки із зношених деталей приблизно 60 % підлягають відновленню, а решта відбракуванню. Одним із широко використовуваних методів відновлення геометрії та захисту деталей машин від зношування є наплавлення у захисному газі Ar, порошковим дротом системи Fe-Cr-B-C на базі заліза. Даний матеріал є дешевший порівняно із високолегованими наплавочними порошковими дротами, на основі Ni, W, Nb, V, та має задовільну зносостійкість.

Наплавлені шари із ПД системи Fe-Cr-B-C характеризуються дендритною мікроструктурою з осями 1-го, 2-го роду з неоднорідним розподіленням твердих фаз. Встановлено, що умовою високої зносостійкості при ударних навантаженнях є рівномірне розподілення дрібнодисперсних твердих частинок у м'якій матриці. Тому, метою даної роботи було, дослідити вплив вібрації на мікроструктуру та зносостійкість наплавлених шарів з ПД X10P4Ю. Для наплавлення використовували дріт діаметром 2,6 мм, що представляв собою оболонку зі сталі 08кп, заповнену шихтою на базі ФХБ. Коефіцієнт заповнення становив 25%. Наплавлення захисних шарів здійснювали автоматичним методом у середовищі аргону за умов вертикальної вібрації стола з частотою 100 Гц при різній амплітуді. Встановлено, що в наслідок вібрації стола під час наплавлення відбувається гомогенізація, часткове подрібнення дендритної структури, а це за амплітуди вібрації 0,3 мм приводить до підвищення середньої мікротвердості наплавленого шару з 900 до 1110 МПа. Вібрація стола з амплітудою 0,07 мм також зумовлює підвищення стійкості шару до ударного зношування на 20 – 25 %. Ударну зносостійкість оцінювали при силі удару 20 кН кулькою Ø25 мм зі сталі ШХ 15, яка падає на досліджувану поверхню з частотою 40 с⁻¹.

УДК 621.791.754; 539.3

ОСОБЛИВОСТІ ЗВАРЮВАННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ ВИСОКОМІЦНИХ СТАЛЕЙ БЕЗ ЗАСТОСУВАННЯ ПОПЕРЕДНЬОГО ПІДГРІВУ

SPECIAL FEATURES WELDING OF HIGH STRENGTH STEELS WITHOUT PREHEATING

Андрій Дзюбик, Володимир Палаш, Іван Хомич

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

The features of special welding of high strength steels. A technological methods to ensure minimum thermal welding cycle. Different types of joints: ferrite-pearlites and austenitic. A combined to perform welding seams. Necessary strength characteristics of welded joints.

На даний час широко використовуються технології зварювання спеціальних високоміцних сталей, що не потребують застосування супутнього та післязварювального підігрівання. Зумовлено це не лише економічними факторами, а й необхідністю оперативного та швидкого виготовлення зварних конструкцій різноманітного призначення.

У роботі досліджувалися особливості технології зварювання високоміцної середньовуглецевої сталі складної системи легування (Cr, Ni, Mo, V, Ti, Al, Nb, B). Попереднє термомеханічне оброблення забезпечило отримання дрібнозернистої бейнітної структури з підвищеними міцнісними властивостями ($\sigma_B = 1450 \text{ МПа}$; $\sigma_{0.2} = 1250 \text{ МПа}$; $\delta_5 \geq 8,0 \%$).

Зварювання виконувалося півавтоматичним способом установкою TPS 400 I в середовищі захисних газів (98% Ar+2% O₂). Використовувалися різні електродні дроти: низьколегований суцільного перерізу марки СВ-08Г2С; низьковуглецевий низьколегований порошковий марки MEGAFIL 731 В; високолегований суцільного перерізу марки СВ-08Х20Н9Г7Т. Діаметр електродних дротів у всіх випадках був однаковий – 1,2 мм. Застосовувалося багатопрхідне та багатощарове заповнення розробки крайок дротом однієї марки та їх комбінацією. Зварювання виконувалося без попереднього підігрівання, а також із підігріванням до 150⁰ С та 250⁰ С.

Виконувалися дослідження макро- та мікроструктури зони термічного впливу та зварних швів отриманих зварних з'єднань із використанням оптичного та електронного мікроскопів. Приготування макро- та мікрошліфів здійснювалося за стандартною методикою. Твердість зварних з'єднань визначалася методом Віккерса при навантаженні 10 кгс. Хімічний склад зварних швів встановлювався за результатами експрес-аналізу оптичним емісійним спектрометром MetalSkan PolySpek.

У результаті проведених досліджень встановлено наступне. Хімічний аналіз виконаних зварних швів показав їхню високу якість за вмістом таких шкідливих елементів як сірка і фосфор. Застосування спеціалізованого джерела дає змогу забезпечити якісне формування кореня шва зміною величини параметра «коректування довжини дуги». Особливо актуальним це є для порошкового дроту, коли для провару кореня шва необхідно збільшувати зазор в стику. Встановлено оптимальні параметри режиму зварювання даної сталі та техніка виконання зварних з'єднань.

Дослідження структури зварних з'єднань показало, що для даної сталі характерним є помірна «чутливість» до величини попереднього підігрівання. Позитивним аспектом застосування аустенітного дроту є виникнення ефекту «заліковування» надривів зерен в зоні сплавлення. Тому зварювання кореневого шва рекомендується виконувати більш пластичними швами із аустенітною структурою. Заповнюючі шви доцільно виконувати ферито-перлітними швами.

Розроблена технологія зварювання забезпечує достатню технологічну міцність зварних з'єднань, що визначається стійкістю до утворення гарячих та холодних тріщин.

УДК 539.3

**СТРУКТУРНИЙ ФАКТОР У ВИРІШЕННІ ПРОБЛЕМИ ПІДВИЩЕННЯ МІЦНОСТІ
ЗВАРНИХ ОБОЛОНКОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ З ВИСОКОМІЦНИХ СТАЛЕЙ**

**THE STRUCTURAL FACTOR TO THE STRENGTH IMPROVEMENT OF WELDED SHELL
ELEMENTS-SHELL OF HIGH STRENGTH STEELS**

Ігор Назар, Роман Палаш

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

Done new steps to ensure the operational strength of cylindrical welded elements with increased steels strength. Suggested the new approach to the welding art selection, the formation of welded stitch structure, developed is the eliminating mechanism of allocation structure inhomogenities from base metal to the welded stitch.

Практичне вирішення питання забезпечення технологічної, а – як наслідок і – експлуатаційної міцності зварних циліндричних елементів із сталей підвищеної міцності найчастіше стикається із проблемами, коли заходить мова про механічні властивості зони термічного впливу елементів із комплексно легованих сталей бейніто-мартенситного класу. Анізотропія хімічних і структурних характеристик металу, як і його механічних властивостей була предметом вивчення ряду наукових досліджень. Одним з варіантів економного і раціонального вирішення цієї проблеми, без масштабного термічного впливу у області, яка на практиці майже завжди перекриває і зварний шов і зону термічного впливу, і – частково – основний метал, є часто формування зварних швів, із властивостями, заплановано відмінними від основного металу. Зростання пластичності що досягається як його запланованою структурою, так і технічними засобами його виконання, додатковими прийомами впливу на властивості і новаторським підходом до вибору типу розроблення крайок і утворення обраної геометрії зварного шва. Асортимент пропонованих варіантів при цьому є досить широкий.

Складністю і поширеним недоліком реалізації такого підходу є мала ймовірність забезпечення рівномірності ділянки зварного з'єднання і масиву основного металу деталі чи конструкції. В даному дослідженні була втілена спроба забезпечити якість і властивості усіх ділянок зварного з'єднання, відштовхуючись від природи і механізмів виникнення анізотропії структурних складових, як із наближенням до зварного шва, так і вздовж інших осей.

Значна частина технічних рішень, спрямованих на забезпечення вищої якості зварного з'єднання, передбачає усунення ділянок шва, що відповідають початку і завершенню процесу його зварювання. Таким чином реалізуються спроби усунення хімічної неоднорідності. Підходи, спрямовані на мінімізацію зони термічного впливу (іноді – і самого шва) намагаються забезпечити максимально швидкий перехід між двома крайніми станами металу – від основного до зварного шва. Часто при цьому паралельно виникає суттєве загострення піків напружень, скачків властивостей і утворення помітних нелінійностей у розподілі показників надійності і міцності з'єднання.

Розглянуто підхід до формування зварного з'єднання, коли визначальним фактором усіх відтінків технологічної міцності з'єднань визначено градієнт зміни структури металу.

Запропоновані режими зварювання, підхід до вибору кількості шарів шва, рішення щодо гомогенності гетерогенності фазового складу металу і ряду інших величин побудовано на прагненні забезпечити плавний перехід структурно фазового складу шва. Ефективність впровадження такого підходу оцінювалась з остаточною структурою металу, що мала місце після поліморфних, термодформаційних процесів і перекристалізації. Така побудова пріоритетів у виборі параметрів зварювального процесу дає нам змогу розпочати ряд нових досліджень із очікуваними значними результатами.

УДК 539.3

ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ МАГНЕТОАКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ ДЛЯ ДІАГНОСТИКИ ФЕРОМАГНЕТНИХ КОНСТРУКЦІЙ

**USING THE METHOD OF MAGNETOACOUSTIC EMISSION FOR FERROMAGNETIC
CONSTRUCTION DIAGNOSTICS**

Євген Почапський, Богдан Клим, Мар'ян Рудак

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

The paper presents some aspects of using of the magnetoacoustic emission method for ferromagnetic construction diagnostics.

На даному етапі в Україні, зокрема в авіакосмічній, хімічній, енергетичній, нафтопереробній галузях промисловості, у трубопроводному транспорті та машинобудуванні тощо, важливою проблемою є діагностика стану виробів і елементів конструкцій, а також обладнання, що вичерпало свій експлуатаційний ресурс.

Традиційним у вирішенні цієї проблеми є метод акустичної емісії (АЕ). Однак його практична реалізація вимагає прикладання додаткового зовнішнього механічного навантаження до об'єкта контролю. Ураховуючи те, що рівень цього навантаження, необхідний для провокування поширення малих дефектів, іноді може бути значно вищим за допустимі оптимальні режими напружень у матеріалі, практичне застосування АЕ-діагностування є обмеженим.

У таких випадках для діагностики феромагнетних елементів конструкцій запропоновано використовувати генерування сигналів магнетоакустичної емісії (МАЕ) під впливом зовнішнього перемагнечуючого поля, яке спричинює рух стінок магнетних доменів (ефект Баркгаузена). Ці процеси відбуваються найінтенсивніше в околі окремих дефектів чи їх скупчень там, де наявні значні градієнти механічних напружень. Окрім того, на параметри сигналів магнетоакустичної емісії суттєвий вплив мають зміни структури матеріалу та його рівень його деградації за час експлуатування.

Сигнал МАЕ формується суперпозицією великої кількості пружних імпульсів від окремих джерел, викликаних дією на феромагнетик зовнішнього перемагнечуючого поля. Частота зовнішнього перемагнечуючого поля, як правило, лежить в діапазоні від одиниць до десятків Гц, а частотний спектр сигналу МАЕ знаходиться в межах від одиниць кГц до декількох МГц. Але під час експериментальних досліджень, як правило, використовують діапазон 10 кГц÷1 МГц. Такий вибір обумовлений тим, що на низьких частотах наявний високий рівень сторонніх акустичних шумів, а на високих частотах – сильне загасання пружних хвиль в досліджуваних тілах. Магнетопружну акустичну емісію реєструють високочутливим п'єзоелектричним перетворювачем. Амплітуда вихідних електричних імпульсів випадково змінюється в широкому динамічному діапазоні (до 60 дБ). Інформативними параметрами сигналу з виходу перетворювача є підсумковий рахунок, сума амплітуд сигналу, середньоквадратичне значення, миттєва потужність, амплітудно-частотний спектр, густина ймовірності розподілу амплітуд тощо.

Для ефективного відбору та обробки сигналу МАЕ, а відтак, і діагностування об'єкта діагностування необхідне відповідне апаратурне забезпечення методу. Розв'язання цієї задачі дало можливість одержувати додаткову інформацію про стан феромагнетного матеріалу з його локального об'єму в умовах неперервної експлуатації об'єкта діагностування.

Створено відповідні методики та проведено експериментальні дослідження щодо оцінки особливостей генерування сигналів МАЕ під час дії на феромагнетики різних фізичних факторів та кількісно оцінено параметри сигналів МАЕ, що супроводжують характерний для кожного чинника вид фізичного впливу на зміну стрибків Баркгаузена. Зокрема за показником зміни суми амплітуд сигналів МАЕ, які генеруються під час квазістатичного перемагнечення феромагнетиків, можна судити про наявну у них концентрацію водню чи дати оцінку їх напружено-деформованому стану.

www

СЕКЦІЯ 7

СУЧАСНІ МАТЕРІАЛИ, ПОВЕРХНЕВЕ ОБРОБЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН І КОНСТРУКЦІЙ

УДК 621.1

МІКРОДЕФОРМАЦІЙНИЙ ЧИННИК У ДІАГНОСТУВАННІ ПАРОПЕРЕГРІВНИКІВ
ПАРОВИХ КОТЛІВ ЗІ СТАЛІ 12Х18Н12Т

MICRODEFORMATION FACTOR IN DIAGNOSTICATING OF THE STEAM-BOILERS REHEATERS
FROM 12Cr18Ni12Ti STEEL

Олександр Балицький¹, Ігор Ріпей², Василь Гарда¹, Яцек Еліаш³

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

²ГАЛПРЕМЕНЕРГО ПАТ «ДТЕК ЗАХІДЕНЕРГО»
79026, м.Львів, вул. Козельницька, 15

³Західноморський технологічний університет
70310, м.Щецін, алея Піастів, 19, Польща

A review of the steam-boilers reheaters made of 12Cr18Ni12Ti steel steel essential for Energy is presented. The results of the experimental studies of the steam-boilers reheaters for different periods of operation are presented. Present status equipment and criteria which determine the suitability of steam-boilers reheaters for further work are summarized. The parameters considered include plastic deformation, creep speed etc. Special attention is given to metallographic control method used for the evaluation of the microstructure.

Сталь 12Х18Н12Т може працювати в широкому діапазоні температур і мають велику область застосування. В тепловій енергетиці цю сталь використовують для пароперегрівників, які працюють за підвищених тисків та температур. Пароперегрівники зазнають максимальних теплових навантажень і є одними з найвразливіших елементів парових котлів ТЕС. Допустима температура експлуатації пароперегрівників зі сталі 12Х18Н12Т становить 640°С.

Досліджено вирізки труб зі сталі 12Х18Н12Т з різними періодами напрацювань. Під час напрацювання 105 тис. год. метал пароперегрівника відповідає вимогам ТУ.

Після відпрацювання 221 тис. год сталь перестає задовольняти вимоги ТУ. Зокрема, її міцнісні характеристики перебувають на верхній межі допустимих значень або є більшими за неї, водночас пластичні – нижчі допустимого рівня, незадовільні. Значення твердості, що узгоджуються зі зміною міцності, досягають та перевищують допустиме значення.

Замірами твердості, проведеними на зовнішній поверхні згину виявлено, що твердість при переході від прямої до деформованої та на деформованій ділянці є вищою ніж на прямій ділянці. Відмінності в твердості можуть бути ознакою неякісної аустенізації. Збільшення твердості понад допустиме значення свідчать про старіння труб під час експлуатації, інтенсивність якого залежить як від вихідного стану металу, температурних умов експлуатації, так і робочих напружень. Імовірні причини різної твердості можуть бути пов'язані з межами зерен, викликані зміною розміра зерна, щільністю дислокацій, що відбувається під час деформації повзучості, зміцнення у зв'язку з утворенням різних фаз або розвитку повзучого пошкодження.

Простежено зміни структури, зумовлені виділенням вторинних фаз (карбідів, сігма-фази) по границях та тілу зерен. Морфологія та кількість виділень у структурі металу вирізок з різних ділянок змійовиків пароперегрівника відрізняється між собою. Це спричинено тепловими нерівномірностями як по довжині, так і ширині пароперегрівника. Зміни структури спричиняють і зміни механічних властивостей сталі. Відомо, що старіння призводить до збільшення твердості. Однак суттєвіше зміцнює аустенітну сталь пластична деформація. Виявлено помітне збільшення твердості зразків хромонікелевої сталі, випробуваних на повзучість, порівняно зі старінням.

Не зважаючи на те, що зовнішні діаметри вирізаних патрубків з пароперегрівника високого тиску відповідають номінальному, тобто макроскопічної повзучості, що характеризується збільшенням зовнішнього діаметра труб не виявлено, проте на рівні окремих зерен відбулися зміни їх форми, простежено двійники деформації.

УДК 620.198

ЗНОСОСТІЙКІСТЬ КОМПОЗИЦІЙНИХ ЕЛЕКТРОЛІТИЧНИХ ПОКРИТТІВ У ТРИПРОЦЕНТНОМУ РОЗЧИНІ ХЛОРИДУ НАТРІЮ

WEAR RESISTANCE COMPOSITE ELECTROPLATING IN 3% SODIUM CHLORIDE SOLUTION

Юрій Білик, Андрій Мартинюк, Василь Голоджка

*Хмельницький національний університет,
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна*

In this work the cavitation- erosion wear resistance composite electrolytic coatings (CEP) on the basis of nickel with inclusions of silicon SiC particles dispersed in the form of powders of different sizes.

У роботі досліджена кавітаційно-ерозійна зносостійкість композиційних електролітичних покриттів (КЕП) на нікелевій основі з включеннями частинок кремнію SiC у вигляді дисперсних порошоків різного розміру: нано (Ni-SiC_{нано}); M₅ (Ni-SiC₅); 28/20 (Ni-SiC₂₈); 50/48 (Ni-SiC₅₀) мкм. Для отримання порівняльних даних проводили випробування на зносостійкість зразків із сталі 45 нормалізованої з нікелевою матрицею та без неї.

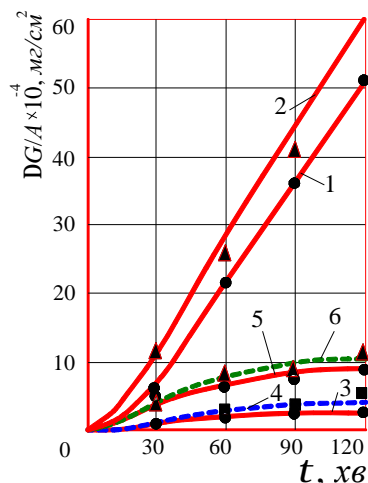


Рис. 1. Кінетика втрат маси зразків у 3% розчині NaCl: 1- сталь нормалізована; 2- Ni; 3-Ni-SiC_{нано}; 4-Ni-SiC₅; 5-Ni-SiC₂₈; 6-Ni-SiC₅₀

Осаджування КЕП проводили в хлористому електроліті нікелювання наступного складу: 300 г/л NiCl₂·6H₂O і 40 г/л H₃BO₃ з рН 3...4, що забезпечує швидкість осаджування 90...100 мкм/год. В електроліт додатково вводили ПАР – лаурисульфат натрію в кількості 0,01...0,02 г/л, який стабілізує хімічний склад електроліту в процесі електролізу.

Осадження КЕП на зразки із сталі 45 проводили на спеціально сконструйованій установці, при густині струму 0,4...1 кА/м², температурі 60±2°C протягом 5...6 год при горизонтальному розміщенні зразка. Товщина покриття становила біля 80 мкм. Дослідження на зносостійкість при мікроударному навантаженні проводили на установці УЗДН-А протягом 2 год в 3% NaCl.

Результати досліджень наведені на рис. 1 вказують на те, що КЕП складу Ni-SiC_{нано} і Ni-SiC₅ (криві 3 і 4) суттєво, в середньому в 7.3 рази, підвищують кавітаційно-ерозійну зносостійкість сталі 45 нормалізованої у розчині 3%-вого NaCl. Деяко

меншу зносостійкість показали КЕП Ni-SiC₂₈ і Ni-SiC₅₀. При цьому КЕП Ni-SiC₂₈ за 2 год випробувань мають у 2.2 рази більші втрати маси порівняно з КЕП Ni-SiC₅. Разом з тим, криві втрат

маси зразків з КЕП мають затухаючий характер, а сталь 45 нормалізована та зразки з покриттям Ni продовжують інтенсивно зношуватися і після 2 год кавітації.

Проведені дослідження сформованих КЕП з частинками SiC, дозволили в середньому в 7.3 рази підвищити кавітаційну зносостійкість сталі 45 нормалізованої в у розчині 3% NaCl.

УДК 621.1

**ВИЗНАЧЕННЯ В'ЯЗКОСТІ РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛУ З ВИКОРИСТАННЯМ
ЧИСЕЛЬНОГО РОЗРАХУВАННЯ ПРОСТОРОВОГО ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОГО
ДЕФОРМУВАННЯ КОМПАКТНИХ ЗРАЗКІВ ПРИ УДАРНОМУ НАВАНТАЖЕННІ**

DETERMINATION OF THE DESTRUCTION TOUGHNESS OF MATERIAL BY NUMERICAL
CALCULATION OF TREE DIMENSION ELASTIC-PLASTIC DEFORMATION OF THE COMPACT
SPECIMENS UNDER IMPACT LOADING

Владислав Богданов

*Serenidad Consulting Pty Ltd,
PO Box 58, Milton, NSW, Australia 2538*

Several methods for solving dynamic problems of three dimension deformed state in elastoplastic statement are developed. Numerical solution was obtained for a parallelepiped specimen with plane middle notch-crack (compact profile) in the case of three-point bending by using the finite difference method. Plastic deformations and destruction toughness were calculated for different materials.

Розроблена методика розв'язування просторових задач у динамічній пружнопластичній постановці дає можливість більш точно обчислювати пластичні деформації, а тому і більш адекватно визначати в'язкість руйнування. Напружено-деформований стан брусків у формі паралелепіпеда з нерухомим плоским пропилом-тріщиною по середині (зразок з краю тріщиною для визначення в'язкості руйнування при триточковому згині – SENB), що виготовлено з реакторної сталі, титану, алюмінію і срібла визначається на основі розв'язування просторової задачі, що сформульовано у пружнопластичній динамічній постановці з урахуванням можливого розвантаження матеріалу.

Брус контактує з двома нерухомими опорами. Зверху на брус падає абсолютно твердий ударник, що контактує з брусом на протязі короткого проміжку часу. Його дію замінюємо рівномірним розподіленим в області контакту нормальним навантаженням, що змінюється з часом за лінійним законом. На протязі всього проміжку часу взаємодії область контакту вважається постійною.

За фізичну модель матеріалу обрана модель, що основана на теорії неізотермічної пластичної течії для середовища зі зміцненням і умовою текучості Губера – Мізеса у поєднанні з гіпотезою короткочасної повзучості.

На основі розв'язування просторової задачі накопичення пластичних деформацій у зразку для визначення в'язкості руйнування при триточковому згині у динамічній пружнопластичній постановці з урахуванням процесу розвантаження матеріалу для чотирьох різних матеріалів показано, що чим менше відношення модулів зсуву і об'ємного стиску, тим більше пластичні деформації. Отримані результати точніше описують процес руйнування, ніж при використанні для цієї цілі розв'язування квазістатичних пружнопластичних задач в двовимірних і тривимірних постановках. Це дає можливість поліпшити методику розрахункового визначення в'язкості руйнування матеріалів, добре моделює процес розвитку пластичних деформацій і концентрації напружень в околі фронту тріщини.

УДК 620.178.162:621.793.1

**ЗАЛЕЖНІСТЬ ТРИБОТЕХНІЧНИХ І ГЕОМЕТРИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЙОННО-
ПЛАЗМОВИХ ПОКРИТТІВ ВІД РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ**

DEPENDENCE OF TRIBOTECHNICAL AND GEOMETRIC CHARACTERISTICS OF ION-PLASMA COATINGS ON OPERATIONAL PARAMETERS OF THE PROCESS

Володимир Голубець, Олександр Гасій, Володимир Степанишин

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

The influence of the arc current strength, the plasma flow angle of incidence, the content of drop phase, the application of plasma flow separation on the geometric and tribotechnical characteristics of single-layer coatings based on Ti-N and Ti-Ni-N systems and two-layer coatings based on (Ti-N + Ti) and (Ti-N + Ti-Ni-N) systems, applied by the method of condensation of a substance from the plasma phase under conditions of ion bombardment (CIB) was analyzed in the paper.

Дослідження впливу сили струму дуги на товщину і шорсткість покриттів проводили з використанням катодів з Ni, Ti, Ti (без реактивного газу та у середовищі Ar). Встановлено, що зі збільшенням сили струму майже пропорційно зростає товщина покриттів як з чистих металів, так і з нітридів. Найбільше зростання товщини спостерігається у покриттів, отриманих з Ti і Ni (у середовищі Ar) – в 2,1 і 2,7 рази. В зв'язку з тим, що при йонно-плазмовому напиленні осадження іонів відбувається не тільки на поверхні, що розташовані фронтально до випаровувачів, досліджено характер зміни товщини покриття в залежності від кута падіння плазмового потоку. З його зростанням товщина істотно (у 3,5 – 4 рази) зменшується. Причому, незважаючи на те, що товщина покриттів, одержаних з Ni, стабільно менше титанових при всіх досліджуваних значеннях кута, її відносне зменшення відбувається приблизно в 1,1 рази повільніше, що пояснюється більшим вмістом парової фази в плазмовому потоці при випаровуванні Ni.

При підвищених струмах дуги збільшується вміст крапельної фази, що підвищує шорсткість поверхні. Наявність таких включень особливо небажана при одержанні зносостійких покриттів. Для відокремлення мікрокрапель застосовували сепарацію шляхом напилювання з-за екрану. Це дозволяє майже повністю виключити можливість потрапляння мікрокрапель на поверхню, в результаті чого шорсткість зразка з покриттям дорівнює шорсткості зразка без покриття і у три рази менше, ніж при напилюванні зразка без застосування сепарації плазмового потоку.

Результати триботехнічних досліджень пари тертя «сталь Р6М5 – суха деревина (сосна)» засвідчили, що сила тертя зразка з покриттям з TiN в 2 рази менша, ніж непокритого зразка при терті як вздовж, так і поперек волокон. При граничному терті значення моментів тертя для покриттів Ti-Ni-N різного складу суттєво не відрізняються. Покриття з TiN мають найнижчий коефіцієнт тертя при різних навантаженнях і швидкостях ковзання. Визначення величини зносу гравіметричним методом показало, що найкращою стійкістю володіють покриття TiN і Ti-Ni-N, особливо з підвищенням вмісту нікелю до 7% і 45,2%, при цьому значно менше зношується і контртіло. В умовах моделювання процесу різання найбільшою стійкістю володіє покриття (Ti-Ni-N + TiN), інтенсивність зношування якого в $1,75 \div 23$ рази менша від інших, що досліджувались. Це покриття найбільш ефективно для зміцнення інструменту, що працює в умовах безперервного різання і зазнає адгезійно-втомного зношування. Основним матеріалом робочого шару є TiN, який має задовільні фізико-механічні і зносостійкі властивості, зменшує коефіцієнт тертя за рахунок формуванні щільної вторинної структури. Підшар Ti-Ni-N служить для міцного зчеплення покриття з основою, зокрема, за рахунок утворення перехідних дифузійних шарів на основі твердих розчинів Ni (Fe) і Fe (Ni), забезпечує еластичність і узгоджує теплофізичні характеристики з матеріалом робочого шару.

УДК 620.198

ФОРМУВАННЯ ДИФУЗІЙНИХ ПОКРИТТІВ НА СТАЛЯХ

FORMATION OF DIFFUSION COATINGS ON STEELS

Володимир Голубець, Володимир Степанишин, Олександр Гасій

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

The optimal procedures for the obtaining of diffusion of intermetallic nickel-aluminium coatings got on 08Kh16N11M3 steel have been proposed. The microstructure and physical properties of intermetallic coatings have been analysed.

Надійність та високі експлуатаційні характеристики більшості деталей машин і механізмів суттєво залежать від стану їх поверхні та її фізико-механічних властивостей. Ефективним методом підвищення корозійної стійкості металів і сплавів в умовах одночасної дії високих температур і агресивних середовищ є дифузійне насичення їх поверхні елементами, що здатні утворювати захисні поверхневі шари.

У пропонованій роботі досліджено процеси формування на поверхні сталі 08X16N11M3 дифузійних алюмінідних і нікель-алюмінієвих покриттів.

Покриття отримували рідкофазним способом. Алітирування проводили шляхом ізотермічної витримки зразків при температурі 1000°C в розплаві натрій-алюміній.

У результаті алітирування сформувалося покриття, суцільне по всій поверхні зразків товщиною 150...200 мкм і пористе в поверхневому шарі. Металографічним аналізом виявлено щонайменше 4 структурні шари з різним ступенем травлення. За даними фазового і дюрOMETричного аналізів алюміній в покритті знаходиться переважно у виді інтерметалідів Ni_2Al_5 , $NiAl$, $NiAl_3$, $FeAl$, $FeAl_3$, Fe_2Al_5 , $FeAl_2$. Крім цього виявлено карбіди типу $Me_2_3C_6$. Алюмініди хрому в покритті не виявлені. Середнє значення мікротвердості покриття становить ≈ 6 ГПа, що відповідає табличним значенням мікротвердості сполук $FeAl$ і $NiAl_3$, тобто вказані фази є домінуючими.

Дифузійне насичення зразків нікелем проводили в розплаві $Li - 10 \text{ мас.}\% Ni$ при температурі 900°C впродовж 10 годин. Після того, зразки дифузійно насичували зі сплаву $Na-5 \text{ мас.}\% Al$. В результаті отримували багатокомпонентне покриття товщиною ≈ 70 мкм рівномірне і суцільне по всій поверхні.

З допомогою металографічного дюрOMETричного і мікрорентгеноспектрального аналізів встановлено, що покриття складається з чотирьох структурних шарів з різним фазовим складом і мікротвердістю. Шар покриття на границі з матрицею товщиною до 15 мкм з мікротвердістю 7,5...8 ГПа відповідає фазовому складу $NiAl_3$, $NiAl$, $FeAl$. Цей шар складається переважно із стовбчастих зерен орієнтованих у напрямку матриця-поверхня. Наступний шар товщиною 20-25 мкм складається з більш крупних зерен неправильної форми з мікротвердістю 9,5...11 ГПа. В ньому присутні значна кількість інтерметалідів з більш високою концентрацією алюмінію: $FeAl_3$, Fe_2Al_5 , $FeAl_2$, Ni_2Al_5 , Ni_2Al_3 . Максимальна мікротвердість (до 13 ГПа) наступного тонкого (10...15 мкм) шару обумовлена наявністю в покритті фаз втілення: карбідів і нітридів, зокрема, нітридів алюмінію. Поверхневий шар покриття має мікротвердість $\approx 8,5$ ГПа. Структура цього шару сформувалась внаслідок дифузійного насичення нікелевого покриття алюмінієм і складається, в основному, з інтерметалідів нікелю і заліза з високим вмістом алюмінію. Вміст нікелю в напрямку від границі розділу матриця-покриття до поверхні збільшується досягаючи максимуму ($\approx 50 \text{ мас.}\%$) на віддалі ≈ 30 мкм від поверхні. Такий характер розподілу нікелю в покритті обумовлений поетапністю формування останнього. При дифузійному насиченні нікельованих зразків алюмінієм відбувається витіснення концентраційного максимуму нікелю в глибину покриття.

УДК 621.746.628:536.421.4:658.012

АВТОМАТИЗОВАНИЙ КОМПЛЕКС ПРОГНОЗУВАННЯ ЯКОСТІ ЛИВАРНИХ СПЛАВІВ

AUTOMATED COMPLEX QUALITY FORECASTING FOUNDRY ALLOYS

Олександр Доній, Тетяна Лаврова

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
проспект Перемоги, 37, м. Київ, 03056, Україна*

A scientific principles and established a set of automated forecasting quality casting alloys, consisting of subsystems thermal analysis and computer simulation models of crystallization.

Одним зі шляхів підвищення конкурентоспроможності металопродукції машинобудування України є здатність вітчизняних виробників отримувати металеві вироби з наперед заданими характеристиками при умові забезпечення порівняно низької собівартості їх виготовлення. Для досягнення цього необхідно мати можливість управляти процесом кристалізації, під час якого формується первинна структура металу, яка впливає на формування властивостей кінцевого виробу. Тому актуальним є створення систем оперативного контролю та управління станом розплаву та процесом кристалізації під час технологічного процесу.

Основою цілого ряду систем контролю якості рідких металів і сплавів є термічний аналіз, який надає інформацію про термічні ефекти при твердінні проби, що відбивають процеси формування структури литого металу. Це дозволяє по кривій охолодження аналізувати кінетику процесу кристалізації та прогнозувати службові властивості металів у твердому стані. Ця інформація (особливо в експресному режимі) є важливою для прийняття оперативних рішень стосовно керування технологічним процесом лиття.

Важливим напрямком у розробленні автоматизованих систем контролю якості розплавів є також доповнення їх підсистемами, які базуються на сучасних теоретичних засадах та методах комп'ютерного моделювання. Також актуальним є створення моделей кристалізації, які б дозволяли досліджувати саме процес структуроутворення при кристалізації, його кінетику при різних умовах охолодження та впливах на рідкий і рідко-твердий стан, розраховувати параметри кристалізації, розмір зерна, розподіл елементів по перетину зерна тощо. Поєднання підсистеми моделювання структуроутворення при кристалізації та підсистеми комп'ютерного термічного аналізу дає можливість створити автоматичний інформаційно-технологічний комплекс для прогнозування структури і властивостей литих металовиробів. При цьому значно розширюються можливості досліджень як в прикладному, так і в теоретичному аспекті: підвищується точність та надійність прогнозу службових властивостей литого металу; з'являється можливість в режимі обчислювального експерименту оптимізувати відомі і розробляти нові технологічні режими створення ливарних виробів, що значно зменшує терміни розробок і матеріальні витрати, дає можливість отримати важливу наукову інформацію стосовно процесу кристалізації металів і сплавів як при рівноважних так і нерівноважних умовах (навіть таку, яку складно або неможливо реалізувати в лабораторних умовах). Такий комплекс можна використовувати і в якості тренажера в навчальному процесі для підготовки в Україні високоякісних спеціалістів, які вивчають процес кристалізації металів і сплавів.

Вихідною інформацією розробленої в даній роботі моделі кристалізації є: температура та її похідна в центральній точці на кожному кроці розрахунків; градієнт температур по перетину системи; кількість центрів кристалізації, що з'являються при кристалізації; швидкість утворення центрів кристалізації; кількість твердої фази в процесі кристалізації; швидкість зростання кількості твердої фази під час кристалізації; кольорова картинка структури твердого металу, що моделюється клітковим автоматом або чорно-білий її варіант; кількісна оцінка розміру зерна твердого металу.

УДК 620.22: 669.017

ТЕРМІТНІ ХРОМОНІКЕЛЕВІ СТАЛІ

THERMITE CHROMIUM-NICKEL STEELS

Юрій Жигуц¹, Василь Лазар², Віктор Талабірчук¹

¹Державний вищий навчальний заклад «Ужгородський національний університет»,
вул. Підгірна, 46, м. Ужгород, 88000, Україна;

²Мукачівський державний університет,
вул. Ужгородська, 26, м. Мукачево, 89600, Україна

The technology of thermite chromium-nickel steels has been worked well. The properties and structure of these steels allow their use as a substitute for industrial grades. Thermite synthesized alloy can be used not only for producing castings, but also for thermite welding, for performing emergency repairs and more.

Термітні сталі леговані нікелем і хромом знаходяться все більше поширення у різних галузях промисловості, насамперед, у зв'язку з особливими властивостями, а саме високою корозійною стійкістю, окислостійкістю, задовільною міцністю, пластичністю, підвищеними механічними властивостями при високих температурах та задовільною зварюваністю. У поєднанні з перевагами металотермічного методу синтезу сплавів, з'являються значні перспективи використання високоперегрітого розплаву. Металотермічні методи дозволяють отримувати розплав при відсутності джерел електроенергії, складного обладнання для традиційного плавлення сплаву та його заливки, без застосування вакуумних пристроїв для проведення процесу синтезу, забезпечуючи високу продуктивність та швидкість технологічного циклу [1]. У найпростішому варіанті металотермією синтезують сплав у футерованому ливарному ковші. Аналіз літературних та експериментальних даних [1, 2] показав, що ефективність впливу легуючого елементу нікелю суттєво залежить від вмісту хрому у термітній сталі. Характерним є також те, що якщо до термітної сталі з вмістом 10 – 14% хрому додати 2 – 4% *Ni* – отримується мартенситна структура і, як наслідок, зменшується критична швидкість охолодження сталі та збільшується її схильність до гартування. Встановлено, що при вмісті *Cr* у термітних сталях більше ніж 13% незначний вміст *Ni* дозволяє отримати аустенітно-феритну структуру. Подальший експериментальний аналіз трейф з термітних сталей дозволив побудувати ізотермічні розрізи потрійних діаграм стану *Fe-Cr-Ni* при 500°C, 800°C, 950°C та при температурі 1100°C. У всіх термітних сплавах виявлена мікроструктура, яка складається з однофазних областей або змішаних твердих розчинів $\alpha+\gamma$. Однак, зустрічаються у окремих областях діаграми *Fe-Cr-Ni* крім фаз фериту та аустеніту ще і σ -фаза. Особливо її вміст значний у термітних сталях типу X18N9 та X18N10T. Збільшення вмісту вуглецю у термітних сталях надає їм більшої міцності (σ_s) та умовної границі текучості при допуску на пластичну деформацію 0,2% ($\sigma_{0,2}$). Одночасно із збільшенням вмісту вуглецю у термітних сталях зростає твердість та зменшується ударна в'язкість a_n . Збільшення на понад 10% твердості та на 12% ударної в'язкості порівняно із промисловими марками сталей очевидно пов'язано із технологією отримання термітного сплаву і додатковим його дорозкисленням алюмінієм, що входить у склад металотермічної суміші. На підтвердження цього у досліджуваних термітних сталях виявлено сліди алюмінію у кількості 0,001 – 0,002% за масою.

Таким чином, результатом проведеного дослідження було розроблення технології синтезу термітних хромонікелевих сталей, встановленні ж їх механічні властивості та вплив на них температури вказують на те, що досліджені термітні сталі можуть успішно замінити промислові марки. Крім цього виявлено вплив *Ni* та *Cr* на структуру термітної сталі. Встановлено залежність твердості та ударної в'язкості термітної сталі X18N10T від тривалості нагріву.

1. Жигуц, Ю. Ю. *Технології отримання та особливості сплавів синтезованих комбінованими процесами* [Текст] / Ю. Ю. Жигуц, В. Ф. Лазар. — Ужгород : Видавництво «Інватор», 2014. — 388. 2. Zhiguts, Yu. *Special grey and white thermite cast irons* / Yu. Zhiguts, V. Lazar // *British Journal of Science*, “London University Press”. — 2014. — № 2 (6). — V. 1. — P. 201 - 207.

УДК 621.746

ТЕРМІЧНА СТАБІЛЬНІСТЬ І ВОДНЕВЕ ОКРИХЧЕННЯ НІКЕЛЕВОГО СПЛАВУ EK-62VI

THERMAL STABILITY AND HYDROGEN EMBRITTLEMENT OF NICKEL ALLOY EK-62VI

Любомир Іваськевич, Володимир Мочульський, Станіслав Гребенюк

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

The effect of hydrogen under the pressure 30 MPa on the strength, ductility and fracture toughness of EK-62VI alloy after aging at 923, 953, 1023 and 1123 K has been investigated. It was established that the increase of the content of hardening phases causes an increase in hydrogen embrittlement of the alloy.

Сучасні технології традиційної та водневої енергетики передбачають тривалу експлуатацію вузлів газових турбін за високих тисків та температур у воденьвмісних середовищах. Тому для виготовлення роторних дисків та лопаток використовують суперсплави на нікелевій основі. Дисперсні нікелеві сплави із розмірами ґратки γ -фази, сумірними з розмірами ґраток інтерметалідних дисперсій, які рівномірно розподілені по всьому об'єму сплаву, забезпечують ефективне зміцнення та підвищення їх тріщиностійкості. У процесі експлуатації відбувається розчинення та коагуляція частинок зміцнюючих фаз, що приводить до зміни механічних властивостей.

У роботі вивчали вплив однократного старіння за температур 923...1123 К протягом 15 год. на короткочасну міцність, в'язкість руйнування і довготривалу статичну тріщиностійкість загартованих від 1253 К (витримка 1 год.) зразків із жароміцного нікелевого сплаву EK-62VI. Хімічний склад сплаву (мас. %): С-0,03; Cr-17,42; Fe-14,11; Мо-5,18; Ti-0,58; Al-1,55; V-0,43; Nb-4,0; В-0,05, Cu-0,38; Si-0,1; S-0,006; P-0,008). Вміст зміцнюючих фаз збільшувався від 13,2 до 15,9 мас. % із ростом температури старіння від 923 до 1023 К і зменшувався до 15,5 мас. % після старіння за 1123 К. Випробовували на статичний розтяг у водні під тиском 30 МПа за кімнатної температури і швидкості розтягу 1 мм/хв. стандартні циліндричні зразки діаметром 5 мм і прямокутні компактні зразки товщиною 20 мм. Довготривалу статичну тріщиностійкість визначали на ДКБ зразках розмірами 30×60×150 мм із боковими надрізами глибиною 3 мм. Отримані результати приведені на рис. 1, 2.

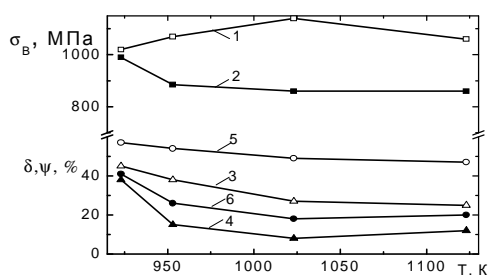


Рис. 1. Вплив температури старіння на границю міцності σ_B (1, 2), відносне видовження δ (3, 4) та поперечне звуження ψ (5, 6) у повітрі (1, 3, 5) і водні за тиску 30 МПа (2, 4, 6)

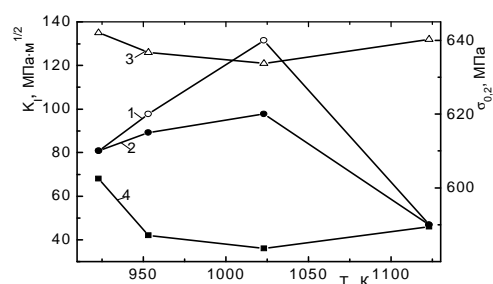


Рис. 2. Вплив температури старіння на границю текучості $\sigma_{0,2}$ (1, 2), в'язкість руйнування K_{IC} (3) і порогові значення K_{IHST} (4) (база 100 год.) у повітрі (1, 3) та водні за тиску 30 МПа (2, 4)

З підвищенням температури старіння від 923 до 1023 К зростає кількість інтерметалідів, знижується міцність, пластичність (рис. 1, крива 2) та порогові значення K_{IHST} за довготривалого статичного навантаження (рис. 2, крива 4) у водні за тиску 30 МПа. Подальший ріст вмісту γ' - і γ'' -фаз до 16,3 та 16,5 мас.% у результаті перестарювання за 953 К протягом 50 і 500 год. приводить до зміцнення сплаву у повітрі, яке супроводжується катастрофічним водневим окрихненням. Так, δ у водні знижується у 6 разів, ψ – у 5 разів, а значення K_{IHST} рівні всього 20 МПа·м^{1/2}. Таким чином, у процесі експлуатації необхідно контролювати структурний стан матеріалу, оскільки зміна кількості та морфології інтерметалідних виділень може привести до крихкого руйнування відповідальних виробів гарячого тракту турбін.

УДК 639.61:669

ОЦІНЮВАННЯ АДГЕЗІЇ ВАКУУМНО-ПЛАЗМОВОГО ПОКРИТТЯ НА ОСНОВІ НІТРИДІВ ТИТАНУ НА СТАЛІ 40X13

EVALUATION OF ADHESION VACUUM-PLASMA COATING BASED ON TITANIUM NITRIDE ON STEEL 40X13

Олег Калахан¹, Олег Лакіш¹, Карина Вакуленко²¹Львівський національний аграрний університет,
вул. В. Великого, 1, м. Дубляни, 80381, Україна;²Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України,
вул. Дм. Пожарського, 2/10, м. Харків, 61046, Україна

Vacuum-plasma TiN coating on 40X13 steel are developed. Coating thickness – from 5 μm . Coating structure, its adhesion and cohesion to steel were investigated. The peculiarities of fatigue failure of the steel with coating were established.

Вакуумно-дугові нітридні покриття *d*-перехідних металів і *sp*-елементів мають високу зносостійкість, низьку адгезійну активність, а деякі з них і низьку хімічну активність. Такі властивості покриттів здатні знизити інтенсивність схоплювання, зменшити швидкість нагродження втомних ушкоджень у приповерхневих об'ємах, запобігти руйнуванню чи зменшенню інтенсивності корозійних пошкоджень та зумовлюють перспективу для використання вакуумно-дугових покриттів у вузлах тертя за умови покращення їх характеристик задиростійкості, рівня стабільності коефіцієнта тертя, зношувальної здатності.

Покриття одержували розпиленням катодів із титану марки ВТ1-0 в середовищі азоту високої чистоти з змістом кисню < 0,02 %. Оцінку адгезійної та когезійної міцності покриттів здійснено за методикою, яка полягає у локальному пластичному деформуванні поверхні зразка з покриттям глибоким проникненням алмазного конуса (система навантаження твердоміра Роквелла) чи глибоким дряпанням поверхні алмазним індентором на склерометрі (рис. 1).

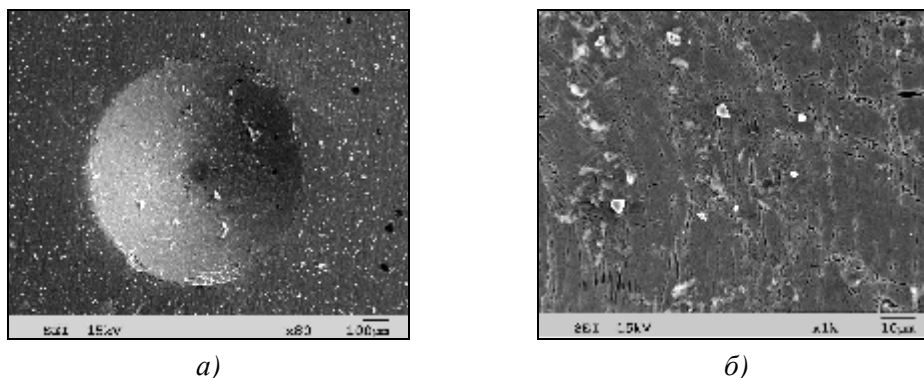


Рис. 1. Відбиток (а) та характерні елементи руйнування (б) покриття на конусній поверхні відбитку

За такої деформації на поверхні зразка, безпосередньо біля відбитка (чи подряпини), утворюється «валик» видавленого індентором матеріалу. Покриття, що знаходиться на поверхні цього «валика», зазнає згинаючої деформації та за низької його адгезії чи когезії руйнується, відокремлюючись від поверхні. За таких умов випроб якість покриття, його здатність протидіяти руйнуванню оцінювали за величиною площі відколу покриття біля відбитку чи подряпини, яку визначали на оптичному мікроскопі.

Спостережено незначні за площею ділянки руйнування покриття на периферії відбитків (при переході від конусної поверхні відбитку до плоскої поверхні зразка). На конусній поверхні відбитку простежується характерне орієнтоване розтріскування покриття – основні тріщини поширюються концентричними колами по відбитку. Однак значних відколів покриття не виявлено, що свідчить про задовільну його адгезію до поверхні титанових зразків.

УДК 621.785.6

ДОСЛІДЖЕННЯ СТАЛЕЙ НА МАЛОЦИКЛОВУ ВИТРИВАЛІСТЬ ПРИ ЗГІНІ В РІЗНИХ СЕРЕДОВИЩАХ

STUDY WAS LOW-CYCLE FATIGUE BENDING IN DIFFERENT ENVIRONMENTS

Віталій Каплун, Павло Каплун, Володимир Гончар

Хмельницький національний університет,
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна

The results of experimental studies of low-cycle fatigue in bending of various steels after ion nitriding in hydrogen-saturating environments. Made recommendations on the scope of this technology in the operation of surface hardening.

Проводилися експериментальні дослідження конструкційних сталей при згині після іонного азотування в безводневих середовищах за різними технологічними режимами дифузійного насичення. Для практики важливо знати при яких пружно-пластичних деформаціях і відносних видовженнях слід застосовувати дану технологію. У зв'язку з цим дані дослідження є актуальними.

Дослідження на малоциклову втому проводилися на установці ПП-2, що дозволяє випробовувати плоскі зразки чистим віднулевым згином при пружному деформуванні з частотою 23 хв^{-1} . Зразки із сталей 20, 45, 45Х, 38ХМЮА випробовувалися в різних середовищах: кислому рН 6,5; лужному рН 13; нейтральному рН 7,0. Зразки перед азотуванням піддавалися нормалізації. Азотування проводилося за режимом: $T = 560 \text{ }^\circ\text{C}$, $P = 265 \text{ Па}$, $\tau = 240 \text{ хв.}$, середовище 75 об. % N_2 + 25 об. % Ar .

Результати випробувань на малоциклову втому не азотованих і азотованих зразків показали, що в досліджуваному діапазоні зміни амплітуд повної деформації ($\epsilon = 0,5 \dots 4,0\%$) довговічність зразків знаходиться в межах $10^2 \dots 10^5$ циклів до руйнування, а її зв'язок з ϵ являє собою пряму лінію в подвійних логарифмічних координатах при випробуваннях різних матеріалів у різних середовищах. Дослідження показали, що при деформаціях $\epsilon > 0,3\%$ довговічність азотованих зразків нижче, ніж для не азотованих для всіх випробовуваних сталей, причому це зниження тим більше, чим менше пластичні властивості сталі і більше ϵ .

Корозійне середовище більш істотно зменшує малоциклову довговічність сталей з більш високою міцністю. При однакових деформаціях в сталях більшої міцності виникають більш високі напруження, які сприяють прискоренню корозійних процесів в вершинах тріщин. Азотування підвищує характеристики міцності сталей. Тому при високих рівнях деформації азотовані сталі 45 і 20 мають більшу довговічність у порівнянні з азотованими сталями 45Х і 38ХМЮА.

Дослідження малоциклової втоми сталі 45 в різних середовищах показали, що число циклів до руйнування азотованих і не зміцнених зразків при випробуваннях в лужному середовищі вище, ніж при випробуваннях на повітрі, нейтральному і кислому середовищах. Це можна пояснити тим, що при випробуваннях в лужному середовищі на поверхні утворюється гідроксидний шар, який сприяє підвищенню довговічності при малоциклової втомі. Значне електрохімічне розчинення сталей в кислому середовищі створює умови для інтенсивного утворення концентраторів напружень, що знижують втомну міцність сталей. У нейтральному середовищі, що має меншу корозійну активність, малоциклова довговічність азотованої і не азотованої сталі 45Х вище. Проте зі збільшенням амплітуди циклічної деформації вплив агресивності середовища на малоцикловою довговічність послаблюється і збільшується роль пластичної деформації, при $\epsilon \approx 2,5\%$ для азотованих і $\epsilon \approx 4\%$ для не азотованих зразків їх довговічність на повітрі і в корозійних середовищах збігаються.

Таким чином, дослідження малоциклової втоми сталей приводять до висновку про недоцільність застосування азотування в разі пружно-пластичної деформації з $\epsilon \geq 0,3\%$, так як довговічність сталей в цьому випадку нижче в порівнянні зі значеннями для не азотованих сталей в аналогічних умовах.

УДК 621.746

БУДОВА ТА МІКРОМЕХАНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАНОСТРУКТУРОВАНІХ ДІЕЛЕКТРИЧНИХ ПОКРИТТІВ Al_2O_3 НА ПЛОСКИХ НАГРІВНИХ ЕЛЕМЕНТАХ

STRUCTURE AND MICROMECHANICAL PROPERTIES OF NANOSTRUCTURED Al_2O_3 DIELECTRIC COATINGS ON FILM HEATING ELEMENTS

Тарас Ковбасюк, Зоя Дурягіна

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

Using the ion-plasma discharge system for film heating elements (substrate Al-Mg alloy) the Al_2O_3 dielectric films with nanoscale structure were obtained. Al_2O_3 layer consists of two sublayers with total thickness 13...15 μm with a grain size of 4...306 nm. Surface roughness is 50...60 nm. The microhardness Al_2O_3 layer by Meyer is 0.788, and the Young's modulus - 75.433 GPa.

На даний час плівкові нагрівні елементи ефективно замінюють існуючу елементну базу електронагрівних приладів з протяжними функціональними елементами. В роботі показано переваги діелектричних покриттів Al_2O_3 отриманих з використанням іонно-плазмової розрядної системи. Докладно вивчено будову цих покриттів та досліджено їх мікромеханічні та електрофізичні властивості.

Шар оксиду алюмінію формували іонно-плазмовим напиленням алюмінію на підкладку з алюмомагнієвого сплаву АМг2 в атмосфері кисню за попередньо встановленим режимом: $\tau=10$ хв, $P=1,9$ Па, $E=-60$ В. Дослідження будови поверхні сформованих діелектричних шарів здійснювали на електронному мікроскопі JSM-6490LV. Визначення товщини, параметрів структури та елементного складу шарів проводили на растровому електронному мікроскопі з мікроаналізатором РЕММА-102-02. Дослідження топографії поверхні відбувалось на атомно-силовому мікроскопі Solver P47-PRO. Аналіз одержаних зображень ідентифіковано програмою Image Analysis 2. Рівень дефектності сформованого шару Al_2O_3 в інфрачервоному спектрі визначали за допомогою тепловізійної камери Адгезію визначали склерометрією, що базується на безперервній реєстрації опору руху індентора за поверхнею з заданим навантаженням. Вимірювання температурних залежностей діелектричних характеристик проводили в режимі непрямого нагріву-охолодження зразків в печі зі швидкістю зміни температури 4 ± 1 °С/хв в діапазоні температур 20 – 400 °С.

Показано ефективність методу іонно-плазмового напилення для формування на підкладці із алюмомагнієвого сплаву АМг2 діелектричних шарів Al_2O_3 плоских нагрівних елементів. Встановлено особливості структури, фазового складу, адгезійних, мікромеханічних та електрофізичних властивостей таких шарів, що забезпечують високу експлуатаційну надійність. Мікрогеометрія зовнішньої поверхні шару Al_2O_3 характеризується регулярним (50-60 нм) мікрорельєфом димплової будови з чітко окресленими границями зерен, розміром $0,8-1 \cdot 10^3$ нм. Напилений шар складається із двох підшарів загальною товщиною 13-15 мкм з розміром зерен 4...306 нм. Встановлено, що при коефіцієнті адгезії $HSC \sim 1$ мікротвердість діелектричного шару за Меєром становить 0,788, а модуль Юнга – 75,433 ГПа. Шорсткість поверхні при цьому знаходиться в межах 50...60 нм.

УДК 621.746

ВПЛИВ УМОВ ОТРИМАННЯ ВИЛИВКІВ НА ФОРМУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПОШКОДЖЕНЬ

INFLUENCE OF RECEIVING FORMING CONDITIONS ON TECHNOLOGICAL DAMAGES FORMING

Олег Кузін, Ярослав Кусий, Володимир Топільницький

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

The casting conditions have a substantial influence on physical and chemical heterogeneity forming during a solidifiability and formation of purveyance's structure . The method of LM-hardness was used first for the evaluation of physical heterogeneity development, got in the casting conditions, in technological damages which appear at cutting. The experimental researches results by means of the LM-hardness method are suggested.

Умови лиття мають суттєвий вплив на формування фізичної та хімічної неоднорідності під час тверднення й утворення структури заготовки. Внаслідок структурної спадковості ця неоднорідність у визначених випадках перетворюється у пошкодження під час технологічних обробок. Питання перетворення дефектів у технологічні пошкодження потребують ґрунтовних досліджень.

У даній роботі вперше використали метод LM-твердості для оцінювання розвитку фізичної неоднорідності, отриманої в умовах литва, в технологічні пошкодження, що утворюються при обробці різанням. Згідно цього методу більш представницькими щодо кореляції будь-якої механічної характеристики матеріалу та стану структури є не їх абсолютні значення, а деякі похідні цих значень, зокрема, розсіювання результатів вимірювань, виконаних однаковими приладами в ідентичних умовах. Даний метод найпростіше реалізувати, використовуючи як механічну характеристику твердість, значення якої застосовують для непрямой оцінки значень властивостей матеріалів.

Параметром, що інтегрально характеризує стан матеріалу під час опрацювання результатів вимірювань твердості, є гомогенність, яка оцінюється за коефіцієнтом гомогенності Вейбулла (m). Великим значенням коефіцієнта m відповідає низький рівень розсіювання характеристик твердості, низький ступінь пошкоджуваності; меншим значенням, навпаки, вищий ступінь пошкоджуваності.

Дослідження, проведені на виливках $120 \times 50 \times 25$ мм зі сплавів типу АК показали, що при отриманні виливків в умовах зменшення температурного поля між металом, що кристалізується, і формою, значення коефіцієнта Вейбулла зростає, що вказує на менший рівень розвитку неоднорідностей в умовах кристалізації. Аналіз результатів на поверхні, отриманої після чорнового фрезерування на глибину 1 мм, показав зростання пошкоженості, що пов'язано із примусовим перетворенням фізичної та хімічної неоднорідності у пошкодження, які залишаються в деформаційній зоні обробленого шару. Проведення чистового фрезерування після чорнового на глибину 0,3 мм сприяло зростанню коефіцієнта гомогенності Вейбулла, що обумовлено зняттям шару металу з розвитком пошкоженості при даній обробці.

Дослідження заготовок, які були оброблені чистовим фрезеруванням на глибини різання $t=0,3$ мм; $t=0,6$ мм виявили зростання на 35 – 40 % значення коефіцієнта гомогенності Вейбулла, що пов'язано із зменшенням пошкоженості матеріалу в зоні поля чистової фрезерної обробки.

Таким чином, використання методу оцінки пошкоджень матеріалу дає можливість проводити аналіз перетворення локальних неоднорідностей литої заготовки у пошкодження під час обробки різанням. Для підвищення властивостей деталей, вилитих зі сплавів типу АК, при отриманні їхніх необхідних геометричних параметрів слід використовувати тільки чистове фрезерування на глибину 0,3 мм, що забезпечує зменшення пошкоджень у поверхневому шарі та підвищення експлуатаційних властивостей виробів.

УДК 539.3: 539.4

УПРАВЛІННЯ ДИФУЗІЙНИМ НАСИЧЕННЯМ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ КОНТАКТНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ПОРИСТИХ ПОКРИТТІВ

MANAGEMENT OF DIFFUSION SATURATION TO INCREASE CONTACT DURABILITY SPONGE MATS

Борис Ляшенко¹, Микола Кузін²

¹Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренко НАН України,
вул. Тимірязівська 2, м. Київ, 01014, Україна;

²Львівській науково-дослідній інститут судових експертиз,
вул. Литинського 54, м. Львів, 79024, Україна.

Considered the formulation and solution of the problem management saturated porous diffusion coatings at thermal cyclic ion nitriding

Одним із завдань сучасної інженерії поверхні у випадку порушення геометричних характеристик деталей в результаті зношування, є відновлення їх профілю з одночасним

забезпеченням новосформованих областей поверхні необхідним комплексом експлуатаційних властивостей.

Перспективним шляхом вирішення цієї проблеми є застосування багатоопераційних (дуплексних) технологій – відновлення заданої геометрії поверхонь деталей за допомогою газотермічного напилення з наступним забезпеченням необхідних механічних характеристик термоциклічним іонним азотуванням. Використання такого варіанту інтегрованих технологій дозволяє суттєво підвищувати довговічність елементів конструкцій, що працюють в умовах абразивних та ерозійних навантажень.

Разом із тим при термоциклічному іонному азотуванні приповерхневих шарів, що отримані при газотермічному напиленні, виникає проблема раціонального вибору режимів хіміко-термічної обробки для отримання покриттів із заданими властивостями.

Основним параметром, що визначає насичення поверхневих шарів в умовах іонного азотування є коефіцієнт дифузії (масопереносу), який залежить як від параметрів зовнішніх енергетичних впливів, так і від характеристик пористості напиленого покриття:

$$D_M = D_M \left(\left\{ \Pi_k^i \right\}_{i=1, \dots, k=1, \dots} ; \left\{ q_j \right\}_{j=1, \dots} \right), \quad (1)$$

де D_M - коефіцієнт масопереносу, Π_k^i - параметри енергетичних впливів під час технологічної модифікації, q_j - змінні, що описують пористість структури покриття, i, j, k - біжучі індекси.

Вибір параметрів Π_k^i залежить від рівня конкретизації задачі опису енергетичних впливів, задання змінних q_j проводиться з врахуванням необхідного рівня деталізації пористої структури поверхні.

Представимо подання коефіцієнту масопереносу (1) у виді лінійного адитивного розкладу у ряд за основними змінними: $D_M = \sum_{i,k} C_{i,k} \Pi_k^i + \sum_j A_j q_j$, де $C_{i,k}$, A_j - емпіричні коефіцієнти.

При постановці задачі управління дифузійним насиченням приповерхневих шарів важливим є вибір критерію (функціоналу), згідно якого буде проводитись встановлення оптимального розв'язку.

В даній роботі в якості критерію оптимальності пропонується величина (глибина) насиченого шару, отриманого в результаті технологічної модифікації, $L \rightarrow \max$.

З врахуванням залежності функціоналу від параметрів пористості конструкції та зовнішніх енергетичних впливів задача управління дифузійним насиченням приповерхневих шарів в умовах термоциклічного іонного азотування має вид: $\Pi_k^i - ? : L \equiv L \left(\left\{ \Pi_k^i \right\}_{i=1, \dots, k=1, \dots} ; \left\{ q_j \right\}_{j=1, \dots} \right) \rightarrow \max$.

Розв'язання сформульованої задачі можна проводити за допомогою розкладу функціоналу L в системі базисних функцій $\left\{ \Pi_k^i \right\}$ з використанням методу Гальоркіна, або за допомогою чисельних наближень з використанням методу градієнтного спуску.

УДК 669.15

НАПРЯМИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЇ ЕЛЕКТРОІСКРОВОГО ЛЕГУВАННЯ

DIRECTIONS OF INCREASE OF ELECTRIC-SPARK ALLOYING TECHNOLOGY EFFICIENCY

Богдан Магура, Володимир Голубець, Іван Гончар

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

The paper describes the main directions of increasing the efficiency of ESA process: development of new electrode materials and devising new methods for producing the known materials, additional treatment of electro-spark coatings (ESC), the application of the ESA method in combination with other methods,

feeding surface-active materials into interelectrode space, physical- and mechanical action on the electrodes, design upgrading of the ESA plants and improvement of their electrical characteristics.

Технологія електроіскрового легування (ЕІЛ) – перспективний метод поверхневого зміцнення металів і сплавів. Він використовується для підвищення зносостійкості різального інструменту та вузлів деталей машин, нанесення срібла на електричні контакти тощо. Основні переваги даної технології полягають у можливості переносу на оброблювану поверхню будь-яких струмопровідних матеріалів, високій міцності зчеплення зміцненого шару з основою, локальному нанесенні покриттів, відносно невеликій вартості обладнання і простоті його обслуговування.

На даний час роботи з удосконалення технології ЕІЛ ведуться в таких напрямках:

1. Створення нових електродних матеріалів. Абсолютна більшість електродних матеріалів, що випускаються в даний час серійно, є сплави типу ТК і ВК на основі карбідів вольфраму WC і W₂C. В зв'язку з тим, що вольфрам є дорогим і тугоплавким елементом, постійно тривають пошуки більш дешевих і доступних матеріалів і розроблення нових методів одержання відомих матеріалів (із застосуванням технології порошкової металургії; спільним відновленням оксидів металів тощо).

2. Додаткове оброблення електроіскрових покриттів (ЕІП) різними методами: лазерним або плазмовим оплавленням, гідроабразивною струменевою обробкою. Додаткове оброблення поверхні дозволяє суттєво (до 0,3 мкм) зменшити її шорсткість. Використання такого методу як вигладжування кіборитовим наконечником дає змогу зменшити залишкові напруження розтягу з 500 до 30 МПа.

3. Застосування методу ЕІЛ в сукупності з іншими методами обробки, такими як накладання ультразвуку, лазерна обробка, алмазне вигладжування. Комбіновані методи спрямовані в першу чергу на передавання матеріалу анода більшої енергії, через що його кристалічна ґратка руйнується інтенсивніше, що, відповідно, призводить до значного, до 4 разів, підвищення ерозії анода

4. Подавання до міжелектродного простору матеріалів, які підвищують ефективність процесу, зокрема, порошкові матеріали систем Ti-N та Cu-Sn.

5. Фізико-механічний вплив на електроди: попереднє гартування і відпуск металу основи; застосування методів одноосного статичного навантаження на робочий електрод

6. Вдосконалення конструкції установок для ЕІЛ та їх електричних характеристик: розробка багатоелектродних установок, збільшення ємності конденсаторів і потужності.

Таким чином, поєднання методу електроіскрового легування з іншими способами впливу на поверхню та пошук нових електродних матеріалів дасть можливість суттєво розширити діапазон застосування цієї технології поверхневого зміцнення.

УДК 669.1:537.5

АЗОТУВАННЯ МЕТАЛЕВИХ ПОВЕРХОНЬ У ТЛЮЧОМУ РОЗРЯДІ З АВТОНОМНИМИ ПАРАМЕТРАМИ РЕЖИМУ

NITRIDING OF METAL SURFACES IN A GLOW DISCHARGE WITH THE INDEPENDENT MODE PARAMETERS

Ігор Пастух, Галина Соколова

*Хмельницький національний університет,
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна*

The paper considers the processes of metal surfaces modification in a glow discharge with the independent mode parameters. The possibility of using of varied approaches to the choice of technological parameters depending on the required structure and properties of modified layer is particularly emphasized.

Можливість регулювання процесу насичення поверхні, що є однією з основних переваг вакуумно-дифузійних газорозрядних технологій (ВДГРТ) модифікації металевих поверхонь взагалі і азотування у тліючому розряді (АТР) зокрема, дозволяє отримати зміцнені шари заданої структури та фазового складу, виходячи з умов наступної експлуатації деталей. Згадане регулювання здійснюється

шляхом варіювання технологічними параметрами – насамперед, режимними (температура поверхні, тиск у розрядній камері, склад газової суміші, тривалість насичення), оскільки ними, на відміну від енергетичних параметрів (густина струму і напруга на електродах розрядної камери), відносно легко керувати у виробничих умовах.

Втім, теоретичні прогнози характеру формування модифікованих поверхневих шарів у значній мірі важко використати на практиці, адже комбінація вихідних параметрів впливу, яка теоретично відповідала б оптимальному характеру обробки, у більшості випадків не може бути реалізована, оскільки у реальному процесі практично всі технологічні фактори взаємозалежні та взаємопов'язані. Можливість варіативних підходів до задавання технологічних параметрів залежно від необхідної за умовами наступної експлуатації виробів структури модифікованого шару відкриває принципово нові перспективи у вивченні тонкого механізму явищ, які мають місце при реалізації процесів ВДГРТ модифікації металевих поверхонь, а в подальшому істотно розширяє ареал застосування цих технологій з підвищенням якості обробки, так і характеристик продуктивності та ресурсоємкості.

Серед всіх характеристик технології найбільші умови зв'язку на інші показники режиму накладає температура поверхні, оскільки для її підтримання необхідна деяка конкретна комбінація електричних параметрів розряду. Таким чином, забезпечення необхідної температури поверхні за рахунок факторів, альтернативних розряду, дозволить не тільки реально оптимізувати процес, але покращити його керованість в аспекті досягнення запланованих результатів.

Апаратно взаємна незалежність (автономність) параметрів режиму може досягатись по-різному, що відкриває шлях до подальших теоретичних, експериментальних та впроваджувальних робіт за цілою групою процесів, причому кожний з них може вирости в окрему гілку загального наукового напрямку досліджень інженерії поверхні металів. Відправною точкою цих досліджень виступає необхідність забезпечення пріоритетності формування тієї чи іншої фазової структури за рахунок того з параметрів технологічного режиму, який в найбільшій мірі сприятиме відповідному субпроцесу (утворенню нітридів, розпорощенню поверхні, дифузії азоту вглиб поверхневого шару), при цьому пріоритет становлять параметри, які відносяться до групи енергетичних.

Таким чином, розробка теоретичних засад та апаратна реалізація принципово нового процесу дифузійного насичення поверхні в тліючому розряді з автономними параметрами відкриває абсолютно нові потенційні можливості інтенсивного та керованого формування поверхневих структур з характеристиками, які продиктовані умовами подальшої експлуатації виробів.

УДК 539.3

КОРОЗИЙНА СТІЙКІСТЬ СТАЛЕЙ РЕЗЕРВУАРІВ ЗБЕРІГАННЯ НАФТИ

CORROSION-RESISTING PROPERTIES OF STEELS OF OIL STORAGE TANKS

Юрій Петрина¹, Василь Гоголь¹, Михайло Гоголь²

¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна;

²НГВУ «Чернігівнафтогаз» ПАТ «Укрнафта»,
вул. Вокзальна, 1, м. Прилуки, 17500, Україна

The article covers the determination of effect of long-term exploitation of oil-trunk pipelines and tanks steels on its corrosion rate, a sensitivity to stress corrosion cracking and brittle fracture in residual water and oil-water medium.

Проблема експлуатації резервуарів зберігання нафти останнім часом суттєво загострилась. Виявлені численні корозійні пошкодження внутрішніх поверхонь ставлять під сумнів їх подальшу безпечну експлуатацію. Візуальним обстеженням різних ділянок тривало експлуатованого резервуару Надвірнянського нафтопереробного заводу (НПЗ) виявлено, що його стінка піддана рівномірній корозії. В той же час для матеріалу верху, дна та стінки поблизу дна характерна пітингова корозія. Описаний характер корозійних пошкоджень на ділянках, які тривалий час контактували з підтоварною водою або її конденсатом, вказує на підвищену агресивність експлуатаційних

середовищ. Тому питання корозійної стійкості сталі резервуарів зберігання нафти є актуальним і має практичне значення.

Для проведення досліджень використовували зразки зі сталі Ст.Зсп, з якої виготовлений резервуар, і які були вирізані з різних ділянок: 1 – верхньої частини стінки резервуару, яка постійно контактувала упродовж експлуатації з повітрям і конденсованою водою; 2 – середньої частини стінки, яка постійно контактувала з нафтою; 3 – стінки поблизу дна резервуару; 4 – дна резервуару. Ділянки 3 і 4 постійно контактували з підтоварною водою. Зразки для випробувань вирізали з резервуару таким чином, щоби досліджувані поверхні були якомога ближче до внутрішньої поверхні.

За корозійні середовища використовували: модельний розчин підтоварної води, приготований збовтуванням однакових об'ємних частин води та нафти з Надвірнянського НПЗ з наступним відділенням води; підтоварна вода з Надвірнянського НПЗ; їх нафто-водні системи та емульсії.

Корозійну проникність визначаємо, вирізняючи випробування у: а) підтоварній воді; б) системі підтоварна вода-нафта у пропорції 1:1 з розділом фаз, що відображало інтенсивність корозії металу в нерухомому режимі та за наявності несуцільних (розтрісканих) відкладів, в яких могла зберігатись вода; в) у нафто-водному середовищі в пропорції 1:1 за активного перемішування, що моделювало корозійний процес в умовах транспортування нафти. Порівняльні дослідження корозійної стійкості різних ділянок нафтового резервуару після його тривалої експлуатації проведені гравіметричним методом. Експозиція зразків тривала 144 год.

Аналіз отриманих результатів досліджень показав, що метал, який в процесі експлуатації контактував лише з нафтою (ділянка 2) має найвищу корозійну стійкість. Найнижча корозійна стійкість була зафіксована у сталі стінки резервуару біля дна. Очевидно, це зумовлено максимальними механічними навантаженнями у цьому місці резервуару в поєднанні з дією підтоварної води.

Найбільш агресивною виявилась система нафта-вода з розділом фаз, оскільки глибинний показник корозії в ній для сталі Ст. Зсп резервуару найвищий.

У руйнуванні нафтових резервуарів значна роль належить механічному чиннику. Найбільш навантаженим місцем резервуару є його дно, а також стінка біля дна. Тому в подальших наших дослідженнях плануємо вивчити вплив статичного навантаження на корозійну стійкість сталі нафтового резервуару у підтоварній воді.

УДК 539.3

ВПЛИВ ЛАЗЕРНОГО АЗОТУВАННЯ НА КОРОЗІЙНУ ТРИВКІСТЬ ТИТАНОВОГО СПЛАВУ Ti-6Al-4V

EFFECT OF LASER NITRIDING ON CORROSION RESISTANCE OF THE Ti-6Al-4V TITANIUM ALLOY

Едуард Плешаков, Сергій Швачко

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

Nitriding improves tribological properties of titanium alloys, but its influence on corrosion behavior is not fully determined. In this study the corrosion properties of coatings fabricated by laser nitriding on the surface of titanium alloy Ti-6Al-4V were investigated by potentiodynamic measurements in acids (H₂SO₄ and HCl) and salt (NaCl) solutions. The coatings had composite structure (TiN dendrites in martensitic matrix) and good bonding with substrate. They were free of pores and cracks. Laser nitriding significantly increases microhardness (to approximately 14 GPa), while corrosion resistance is slightly decreased, most probably due to phase heterogeneity.

Не зважаючи на високі питому міцність та корозивну тривкість титану та його сплавів, їхнє застосування в промисловості обмежується низькими трибологічними властивостями, зокрема, низькою зносотривкістю. Ефективно покращити трибологічні властивості титанових сплавів можна

лазерним азотуванням (ЛА). Проте в літературі відсутні однозначні дані щодо впливу ЛА титанових сплавів на їхню корозійну поведінку в агресивних середовищах.

Метою цієї роботи було дослідження впливу ЛА на корозійну тривкість поширеного в промисловості титанового сплаву Ti-6Al-4V (ВТ 6). Зразки для досліджень вирізали з прутків сплаву після гарячого вальцювання і наступного стабілізуючого відпалу за 700 °С. Твердість сплаву у вихідному стані – 30...34 НРС. Лазерне азотування проводили на технологічному CO₂-лазері неперервної дії потужністю 1 кВт. Стежки поверхневого переплавлення завширшки 2 мм розташовували паралельними проходами лазерного променя без перекриття зі швидкістю 0,5 мм·с⁻¹. Азотування ванни розплаву забезпечували коаксіальним відносно лазерного променя вдуванням азоту крізь сопло з інтенсивністю 10 л·хв.⁻¹.

Встановлено, що надшвидка кристалізація після ЛА формує в поверхневому шарі сплаву Ti-6Al-4V складну композитну структуру з нітридів титану дендритної будови, густо розташованих у матричному α'-мартенситі з мікротвердістю від 13 ГПа до 15 ГПа. Під шаром стовпчастих дендритів розташовується мартенситна структура пластинчастої будови мікротвердістю приблизно 4 ГПа. Зона лазерного азотування простягається на глибину до 600 мкм від поверхні.

Електрохімічні корозійні дослідження проводили на потенціостаті у 3 % водних розчинах NaCl (рН 2,2; 6,4 та 10,25) і 10 % розчинах H₂SO₄ і HCl. Розгортка потенціалу – 2 мВ·с⁻¹. Діапазон поляризації становив від мінус 1 В до плюс 2 В. Вимірювання виконували за триелектродною схемою: робочий електрод – титан після ЛА, електрод порівняння – хлорсрібний, допоміжний – платиновий. Струми корозії розраховували способом екстраполяції тафелівських ділянок поляризаційних кривих. За величиною струмів корозії встановлено різний ступінь погіршення корозійної тривкості лазерно азотованих поверхонь порівняно з вихідним станом у всіх досліджених середовищах. Найагресивнішими щодо цих поверхонь є 10 % розчин HCl (густина струму корозії $i_{кор} = 347 \cdot 10^{-6} \text{ А} \cdot \text{м}^{-2}$). У 3 % водних розчинах NaCl густина струму корозії зростає зі зменшенням рН (від 10,25 до 2,2) до значення $164 \cdot 10^{-6} \text{ А} \cdot \text{м}^{-2}$. 10 % розчин сульфатної кислоти за ступенем агресивності займає проміжне положення. За значеннями коефіцієнтів рівняння Тафеля встановлено також катодний контроль корозії для лазерно азотованих поверхонь у середовищах 3 % розчину NaCl та 10 % розчині H₂SO₄, натомість у 10 % розчині HCl – анодний контроль.

Таким чином, лазерне азотування погіршує корозійну тривкість сплаву у всіх середовищах порівняно з вихідним станом. Найменш агресивним середовищем щодо лазерно азотованої поверхні є лужне середовище 3 % розчину NaCl з рН 10,25.

УДК 621.9

АУСТЕНИТНІ СТАЛІ У ТРАНСПОРТНОМУ МАШИНОБУДУВАННІ

AUSTENITIC STEEL IN TRANSPORT ENGINEERING

Едуард Посвятенко, Петро Аксьом

*Національний транспортний університет,
вул. Суворова, 1, м. Київ, 01010, Україна*

The paper presents some aspects of austenitic steel in transport engineering.

Невпинний розвиток нових спеціальних галузей науки і техніки спонукає до широкого використання сплавів з особливими властивостями. Як без скла, бетону і сталеві арматури неможливо здійснювати цивільне та промислове будівництво, так без сплавів з особливими властивостями не можуть розвиватися та вдосконалюватися найважливіші галузі промисловості, зокрема авіаційна, ракетно-космічна, автомобільна, енергомашинобудівна, хімічна та харчова, переробна, прецизійне приладобудування, включаючи виготовлення медичного обладнання та криогенної техніки.

Залежно від умов експлуатації (температури, типу та складу агресивного середовища, рівня та характеру прикладених напружень, тривалості) та спеціальних вимог, що ставляться до функціональних властивостей конкретних виробів для їхнього виготовлення використовують різні

групи сплавів з особливими властивостями: корозійнотривкі, жаротривкі, жароміцні, холоднотривкі, радіаційнотривкі.

Аустенітні сталі – це клас сталей, що містить велику кількість легуючих елементів та володіє певними характеристиками. Зокрема, високою жаростійкістю, корозостійкістю, пластичністю та міцністю. Легуючими елементами, переважно, виступають Cr, Ni, Mn, Mo, V, Ti, N, Si, B та Nb.

Сталі аустенітного класу використовуються під час виготовлення газових турбін, транспортних силових установок, турбін реактивних двигунів, турбокомпресорів, деталей і апаратури для роботи за високих тисків у хімічній промисловості, в атомних реакторах нового покоління і, в перспективі, у термоядерних реакторах.

У промисловості широко застосовуються нержавіючі хромонікелеві аустенітні сталі. Існує більше 20 марок цих сталей, які широко застосовуються в техніці. Це перш за все сталі 12Х18Н9, 10Х18Н10Т, 12Х18Н12Т.

Зношування деталей машин може бути викликане тертям з'єднаних деталей, а також абразивним впливом твердих часток на поверхню деталей (стирання ґрунтом, гідро-, газоабразивний вплив та інші).

Високу зносостійкість має високомарганцева сталь 110Г13Л, що містить 1,0...1,3% С та 11...15% Mn і відноситься до аустенітного класу. Ця сталь застосовується для виготовлення деталей, що працюють на знос в умовах тертя, ковзання та високих навантажень та ударів (наприклад, траки деяких гусеничних машин).

Зі сталі 110Г13Л виготовляють траки гусеничних тракторів, щоки каменедробарок, рельсові хрестовини та стрілочні переводи.

Отже, аустенітні сталі широко застосовуються в транспортному машинобудуванні, харчовій, енергетичній та оборонній промисловості. Їхні властивості дозволяють вирішувати цілу низку питань та проблем, що виникають під час експлуатації різних засобів і машин при різних агресивних середовищах та навантаженнях.

УДК 539.3

МЕТОДИКА ВИМІРЮВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ДЕГРАДАЦІЇ МЕХАНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК СТАЛЕЙ ПОРТОВИХ КРАНІВ ЕЛЕКТРОХІМІЧНИМ МЕТОДОМ В УМОВАХ НАДНОРМАТИВНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

METHODOLOGY OF MEASURING OF OPERATING DEGRADATION OF MECHANICAL DESCRIPTIONS STEELS OF PORT CRANES BY ELECTROCHEMICAL METHOD IN TERMS OVER NORMATIVE EXPLOITATION

Ігор Рещенко

*ТОВ «РЕМТЕХМОРПОРТ»,
Фонтанська дорога, 9-Б, м. Одеса, 65009, Україна*

Розроблено методу, що встановлює порядок проведення робіт за оцінкою ступеня деградації конструкційних сталей портових кранів, які відпрацювали нормативний термін експлуатації, неруйнівним методом, з використанням підходів поляризаційного опору матеріалів.

Більше 90 % портових кранів в морських і річкових портах України працюють в умовах наднормативної експлуатації у зв'язку з чим є актуальними питання експертної оцінки їх технічного стану. При проведенні експертної оцінки важливо не лише виявляти експлуатаційні дефекти, але і оцінювати фізико-механічні властивості сталей в умовах експлуатації. Такі підходи використовують останнім часом при експертній оцінці стану устаткування в енергетиці, нафтохімії, трубопровідному транспорті, авіапромисловості, а також металургії. Загальним висновком таких досліджень є істотне погіршення початкових характеристик пластичності і особливо характеристик опору крихкому руйнуванню. Деградація механічних властивостей сталей розрахункових елементів металоконструкції портових кранів в наслідок тривалої експлуатації супроводжується погіршенням їх електрохімічних властивостей. Тривала експлуатація сприяє погіршенню не лише механічних

характеристик металу, зокрема, опір крихкому руйнуванню – ударної в'язкості, але і його електрохімічного показника – поляризаційного опору. Цей показник служить інформативним параметром деградації металу. Враховуючи зниження поляризаційного опору і ударної в'язкості сталі в процесі її тривалої експлуатації, перспективною є можливість прогнозування опору крихкого руйнування по зміні її поляризаційного опору, використовуючи кореляційні залежності між фізико-механічними і електрохімічними параметрами.

Метою справжньої роботи є розробка методики визначення поляризаційного опору для оцінки ступеня деградації механічних властивостей конструкційних сталей портових кранів в умовах наднормативної експлуатації. Ця методика передбачає неруйнівний метод контролю ступеня деградації на відміну від традиційних руйнівних методів. Поляризаційний опір можна визначати безпосередньо на кранах в умовах експлуатації без вирізки зразків. Для цього застосовується портативний переносний потенціостат (8), портативна притискна електрохімічна комірка (4) і ноутбук (9) з програмним забезпеченням який реєструє результати електрохімічних вимірів (рис. 1).

Метод поляризаційного опору полягає в поляризації досліджуваного металу в зоні потенціалу корозії (не більше 30 мВ в анодну і катодну сторону). Для багатьох систем метал-середовище отримують лінійну залежність "потенціал поляризації – струм поляризації" в такому діапазоні потенціалів, тому цей метод ще називають методом лінійної поляризації. Поляризаційний опір в цьому випадку

$$R_p = (E_2 - E_1) / (i_2 - i_1).$$

Проте частіше на поляризаційній кривій лінійна ділянка існує в дуже вузькому діапазоні потенціалів або повністю відсутня. В цьому випадку до кривої поляризації проводять дотичну в точці, яка відповідає потенціалу корозії E_{cor} ($i_{cor} = 0$). Нахил дотичної і визначає величину поляризаційного опору.

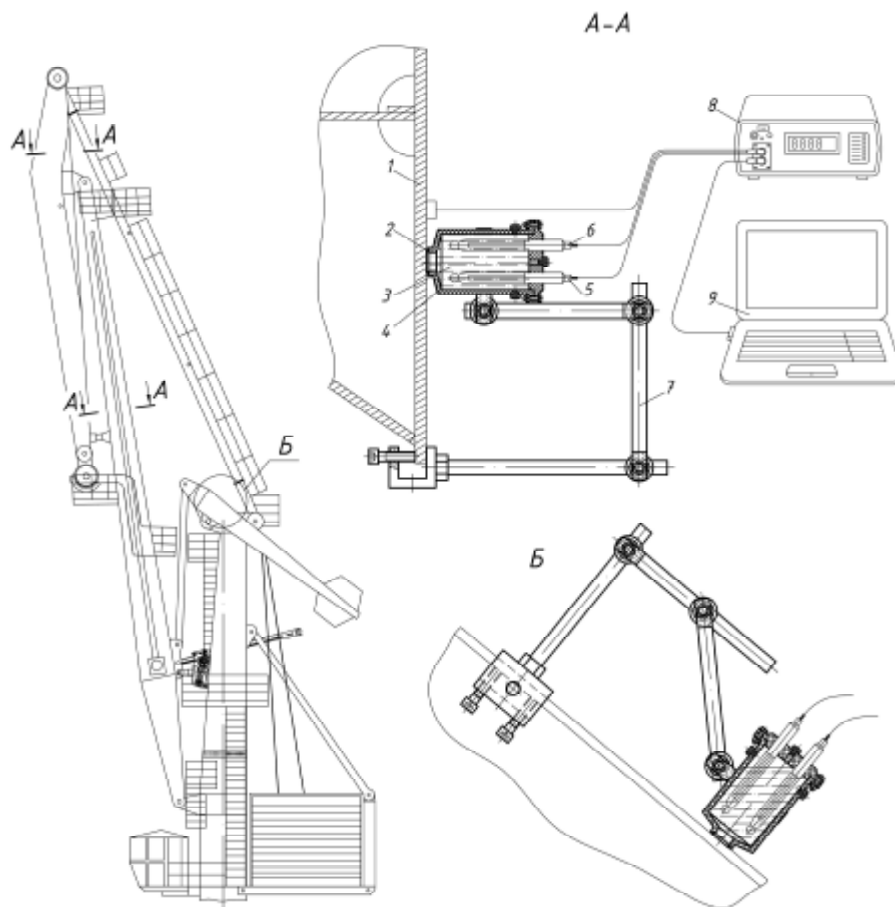


Рис. 1. Приклад застосування портативного електрохімічного комплексу для дослідження деградації властивостей металу тривало експлуатованих портальних кранів типу «Альбатрос», «Сокіл», «Кондор»

Отже, для визначення змін механічних характеристик сталей портових кранів працюючих в умовах наднормативної експлуатації запропоновано застосовувати електрохімічний метод визначення поляризаційного опору. Для реалізації методу розроблено портативний електрохімічний комплекс для визначення електрохімічних властивостей в польових умовах, що дозволяє визначати електрохімічні властивості деградованих сталей портових конструкцій кранів, за оцінками яких можна прогнозувати їх опір крихкому руйнуванню.

УДК 665.1

НОВИЙ МАТЕРІАЛ ДЛЯ ОЗДОБЛЕННЯ ВИДАВНИЧОЇ ПРОДУКЦІЇ

NEW MATERIAL IS FOR FINISHING OF PUBLISHING PRODUCTS

Юрій Румянцев, Михайло Ясінський, Людмила Ясінська-Дамрі

Українська академія друкарства,
вул. Підголоско, 19, м. Львів, 79020, Україна

Modern technologies of finishing of external elements of publishing products – bindings and covers, foresee the certain spectrum of methods of formation of continuous or selective coverages: varnishing, laminating, stamping, flocking, bronzing, imprinted et al.

Сучасні технології оздоблення зовнішніх елементів видавничої продукції — палітурок та обкладинок — передбачають певний спектр способів утворення суцільних або вибіркового покриттів: лакування, ламінування, тиснення, флокування, бронзування, задруковування тощо.

В умовах ринкової економіки та інтеграції України у світові економічні структури всі підприємства, які функціонують на ринку, мають постійно дбати про конкурентоспроможність своєї продукції. Найбільш технічно прогресивні товари втрачають лідерські позиції на ринку через появу досконаліших, що зумовлено постійним розвитком технічного прогресу [1].

У праці наводяться результати дослідження можливості використання для оздоблення видавничої продукції глітерної пасти. Глітер (англ. Glitter) — це дрібно порізнана металізована поліетилентерефталатна плівка різних кольорів. Розміри частинок можуть варіюватися від 0,01 до 4 мм. У процесі дослідження використовувався глітер таких розмірів: 13,0; 32,0 і 61,0 мкм. (див. рис. 1).

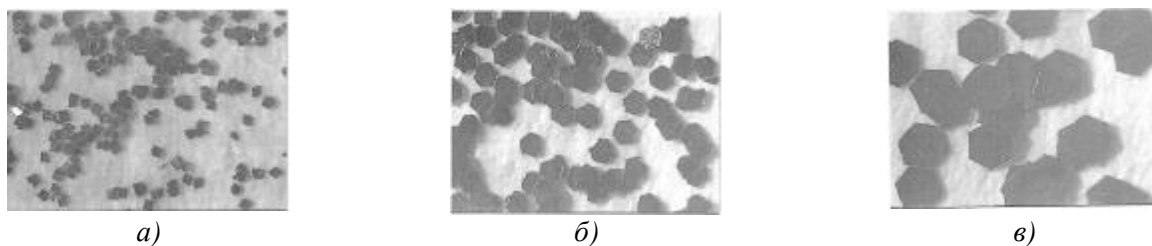


Рис. 1. Мікрображення частинок глітера: а – 13 мкм, б – 32 мкм, в – 61 мкм

Дотепер глітер застосовувався для оздоблення вітальних листівок за принципом аналогічним бронзуванню. Однак отримане покриття характеризується низькою стійкістю до тертя і тому непридатне для оздоблення палітурок і обкладинок. Ми запропонували застосування глітера як дисперсії у розробленій фотополімерній композиції. У цьому разі після нанесення глітерної пасти на палітурку і послідовної полімеризації, отриманий шар має достатню механічну міцність. У процесі проведеного дослідження було вивчено склад пасти, встановлено умови її нанесення і ознаки сформованого шару для оздоблення.

1. Креховецька А. З. Система управління якістю продукції підприємств поліграфічного машинобудування / А. З. Креховецька // Квалілогія книги : зб. наук.пр. – Львів: Укр. акад. друкарства, 2008. – Вип. 1 (13). – С. 82–85.

РОЗРАХУНКОВА МОДЕЛЬ ОЦІНЮВАННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЇ НА СТРУКТУРУ НАПЛАВЛЕНОГО ШАРУ МЕТАЛУ

ESTIMATION MODEL THE IMPACT OF PARAMETRES VIBRATION BY THE STRUCTURE OF METAL MELTED LAYER

Віктор Сенчишин, Чеслав Пулька, Володимир Гаврилюк

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46000, Україна*

У техніці для зміцнення робочих поверхонь різних деталей машин використовують індукційне наплавлення порошкоподібними твердими сплавами. При цьому наплавлений метал, високо-вуглецевий хромистий сплав ПГ-С1, має крупнозернисту структуру з включенням крупних карбідів хрому.

Для подрібнення структури і покращення властивостей наплавленого металу, авторами запропонована нова технологія індукційного наплавлення з використанням вібрації (горизонтальної і вертикальної) в той момент, коли порошкоподібна шихта знаходиться в розплавленому вигляді [1]. Там же проведено дослідження на структуру і властивості наплавленого металу та показано переваги її з наплавленням без вібрації. У даній роботі відсутні дослідження які б пояснювали причину подрібнення структури наплавленого металу і покращення його експлуатаційних властивостей.

На основі відомих результатів експериментальних досліджень отриманих іншими авторами показано, що вібрація під час наплавлення може значно покращувати характеристики наплавленого шару. Про те, параметри вібрації (частота і амплітуда) вздовж поверхні наплавлення можуть значно змінювати ці характеристики, як в кращу, так і в гіршу сторону. В даній роботі розроблена математична модель оцінки параметрів структури наплавленого шару при вібрації для вибору таких параметрів вібрації α – амплітуда і ω – частота, за яких будуть найкращі характеристики наплавленого металу. За критерій оптимальності таких характеристик вибрана величина зерна D , за якого ці характеристики найкращі, тобто встановлено залежності між величинами a , w , D , а також характеристиками досліджуваного наплавленого металу.

На основі проведених теоретичних досліджень отримано співвідношення для оцінки параметрів вібрації для наперед вибраного значення діаметра D частинок, на які розпадеться дендрит

$$w^2 < 0,5(2f_1^2 - 4x^2 + 4r^{-2}D^{-2}h^2a^2h_1^{-4}) + \sqrt{0,25(2f_1^2 - 4x^2 + 4r^{-2}D^{-2}h^2a^2h_1^{-4})^2 - f_1^4};$$

$$a^2 > \frac{f_1 r^2 D^2 h_1^4 [w^4 - (2f_1^2 - 4x^2)w^2 + f_1^4]}{4h^2 w^4}.$$

де h – середня динамічна в'язкість твердого розплаву; ρ – густини розплавленого металу; f_1 – власна частота; $x \approx nhD^2 m^{-1} h_1^{-1}$, m – маса частинки, h_1 – ширина потенціальної складової, n – число найближчих до розглядуваної частинок у структурі.

Тоді на основі цих співвідношень для конкретних даних r, D частинок можемо зробити оцінку параметрів вібрації a, w за яких виникають розміри зерен D .

1. Пулька Ч.В., Шаблій О.Н., Сенчишин В.С., Шарык М.В., Гордань Г.Н. Влияние вибраций детали в процессе наплавки на структуру и свойства металла // Автоматическая сварка. – 2012. – № 1. – С. 27-29.

МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ РУХУ ДОМЕННИХ СТІНОК У ФЕРРОМАГНЕТИКАХ

MATHEMATICAL MODELS OF DOMAIN WALLS MOTION INTO FERROMAGNETS

Валентин Скальський, Євген Почапський, Наталія Мельник

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

The basic approaches of mathematical modeling of the ferromagnetic domain walls motion in the applied external magnetic field are considered. The maximum displacements and magneto-elastic acoustic emission amplitude values can be calculated using the mentioned above models.

Більшість конструкцій об'єктів тривалого експлуатування в Україні виготовлені з ферромагнетних матеріалів, тому проблема забезпечення їх безаварійної експлуатації вимагає розроблення новітніх методів та засобів діагностування, отож зацікавленість викликає застосування поєднання фізичних ефектів, пов'язаних з дією на них зовнішнього магнетного поля та збудження пружних хвиль АЕ – магнетопружної акустичної емісії (МАЕ), що при цьому виникають.

Метою роботи є аналіз відомих підходів до математичного моделювання руху доменних стінок у ферромагнетних матеріалах, який спричиняє генерування сигналу МАЕ.

Модель прецесії магнетного моменту з урахуванням параметра зникання. Ландау та Ліфшиц вперше вивели для ферромагнетиків закон зміни намагненості доменної стінки, врахувавши прецесію магнетного моменту при ввімкненні магнетного поля, та описали рівняння для знаходження поверхневої густини енергії такої стінки.

Потенціально-енергетична модель Беккера. Беккер сформулював модель окремого стрибка Баркгаузена (СБ), за допомогою якої описав основні закономірності виникнення таких стрибків внаслідок необоротного руху доменної стінки, що виникає при подоланні потенціального бар'єру. Врахувавши, що початкове розташування доменних стінок за відсутності зовнішнього магнетного поля в умовах термодинамічної рівноваги визначається мінімумом вільної енергії ферромагнетного зразка, для проведення статистичного аналізу процесів СБ енергію було виражено за допомогою випадкової та детермінованої функції положення доменної стінки. Для кристала з плоско-паралельними 180° -ними доменними стінками враховано енергію доменної стінки та енергію полів розмагнення. Якщо помістити цей кристал в магнетне поле з напруженістю H , яка паралельна напрямку намагненості доменів, то виникнення сили F_H порушить термодинамічну рівновагу, оскільки це призведе до зміщення усіх доменних стінок. Під час руху доменної стінки детермінована складова сили змінюється лінійно, а випадкова має вигляд стаціонарної випадкової функції.

АВМ-модель рівняння руху з сильним демпфуванням. У теоретичній моделі руху доменної стінки у ферромагнетних матеріалах сформульовано підхід, пов'язаний із застосуванням броунівського розподілу поля. Розглянувши рух однієї 180° -ної доменної стінки, яка розділяє зразок на два домени з протилежними напрямками намагненості отримано рівняння руху з сильним демпфуванням (зниканням) для знаходження зміни намагненості. Оскільки у реальному матеріалі наявні немагнетні включення, дислокації, залишкові напруження, які призводять до деформування та закріплення доменної стінки, то порушення порядку моделювали введенням випадкового потенціалу, похідна якого визначає силове поле, яке діє на доменну стінку. Також на затримку доменної стінки впливають флуктуації напрямку анізотропії, що пов'язані зі зміною поверхневої енергії, яка є функцією розташування стінки. Урахувавши усі складові енергії отримано рівняння руху доменної стінки та рівняння повної намагненості.

Використовуючи такі математичні моделі та одержавши залежності величини стрибків доменних стінок від механічних напружень, можна обчислити величину максимальних переміщень доменних стінок, а відтак, і оцінити амплітуди сигналів МАЕ.

УДК 621.357:669.24

РОЗРОБЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ ОТРИМАННЯ ТА СКЛАДУ КЕП НА ОСНОВІ ЗАЛІЗУ З ДОДАТКАМИ НАНОРОЗМІРНИХ НІТРИДІВ

THE DEVELOPMENT OF RECEIPT TECHNOLOGY AND COMPOSITION OF CEC ON THE BASIS OF IRON WITH ADDITIVES OF NANOSIZED NITRIDES

Наталія Яворська, Світлана Підгайчук

*Хмельницький національний університет,
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна*

This article is devoted to problem of the creation of compositional electrochemical coverages (CEC) with the addition of the nanosized boron nitrides BN and the compound of nitrides $TiN+Si_3N_4$, that allow to promote operating descriptions of wares considerably, namely, their microhardness, wearability and corrosion stability.

Проблему створення нових композиційних електрохімічних покриттів (КЕП), які за своїми фізико-механічними та антикорозійними властивостями значно перевищують традиційні покриття, можна вирішити створенням електрохімічних покриттів, у складі яких знаходяться наповнювачі у вигляді дисперсних наночастинок різних сполук. Проте широке розповсюдження КЕП у промисловості стримується недостатньою розробкою технології стабільних покриттів з заданими властивостями.

Дана робота присвячена дослідженню процесу сумісного осадження гальванічного заліза з добавками нанорозмірних нітридів (дисперсних частинок нітриду бору та суміші сумісно синтезованої композиції нітриду титану та силіцію), та визначенню їх фізико – хімічних властивостей.

Осадження виконано з використанням борфтористого електроліту залізнення та добавкою дисперсних частинок BN розміром 0,01 мкм і суміші $TiN+Si_3N_4$ з розміром частинок від 0,01 мкм до 0,05 мкм, з концентрацією 10 г/л. Виявлено та досліджено вплив густини струму, концентрації дисперсних частинок та температури на якість покриття. Оптимальним є електроосадження при $t = 60 - 70$ °С, катодній густині струму 4 А/дм² [1].

З метою покращення якості створених КЕП проводились розрахунки розсіювальної здатності борфтористого електроліту при кімнатній температурі та при температурі 70°C за допомогою комірки Хулла. Встановлено, що розсіювальна здатність за масою металу та за струмом підігрітого борфтористого електроліту вища ($PZ_m = 44,3\%$, $PZ_c = 58\%$) ніж розсіювальна здатність електроліту при кімнатній температурі ($PZ_m = 32,8\%$, $PZ_c = 28,5\%$).

Проведені металографічні дослідження свідчать про те, що покриття, які отримані при кімнатній температурі мають пористу поверхню темно-сірого кольору, а покриття в електроліті при температурі 70°C мають більш щільну поверхню світло-сірого кольору і не мають пор та інших дефектів. Встановлено, що включення наночастинок BN в композиційні електролітичні покриття на основі заліза, отримані з борфтористого електроліту залізнення підвищують мікротвердість покриттів в 1,4 рази, наявність суміші $TiN+Si_3N_4$ – підвищує мікротвердість в 3,7 рази порівняно з традиційними гальванічними покриттями на основі Fe.

1. Пат. 55833. Україна, МПК C25D 15/00. Склад для отримання композиційних електролітичних покриттів на основі заліза з добавками нанорозмірних нітридів / Н. М. Яворська, О. С. Дробот, С. Я. Підгайчук, Г. А. Покришко ; заявник та патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – № 2010 07560 ; заявл. 17/06/2010 ; опубл. 27.12.2010, Бюл. № 24.

УДК 539.3

КРИТЕРІЙ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛІТ, ЯКІ ЗАСТОСОВУЮТЬ ДЛЯ БУРІННЯ ОСОБЛИВО МІЦНИХ ПОРІД

**CRITERIA OF QUALITY IMPROVEMENT OF THREE-CONE ROCK BITS USED FOR ESPECIALLY
HARD ROCKS DRILLING**

Роман Яким^{1,2}, Юрій Петрина², Ігор Яким²

*¹Дрогобицький державний педагогічний університет ім. І.Франка,
вул. Стрийська, 3, м. Дрогобич, 82100, Україна;*

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

The research is devoted to solving the problem of criteria construction for quality improvement of three-cone rock bits with hard-alloyed inserted rock-destruction equipment. The efficiency of using stepped and logical models for effective establishing the reasons of rock bits failure and the development of ways of rock bits quality improvement is proved.

Для буріння особливо міцних порід застосовують тришарошкові бурові долота в яких шарошки оснащені вставними твердосплавними зубками. Важкі умови роботи таких бурових доліт висувають жорсткі вимоги до їх якості та надійності. Тому встановлення ефективних критеріїв підвищення якості таких доліт є актуальною проблемою, що має важливе практичне значення.

Згідно розробленого підходу відмова долота є причиною логічної послідовності найімовірніших подій [1]: вихід з ладу вставного твердосплавного оснащення; руйнування тіла шарошки; вихід з ладу опори; вихід з ладу системи очищення долота; злом лапи долота; руйнування захисного оснащення козирка спинки лапи. Відповідно, критерієм відмови долота будуть виступати мінімальні перерізи в моделі відмов. Ці мінімальні перерізи є мінімальною множиною варіантів послідовностей логічних подій, що ведуть до кінцевого результату – відмови тришарошкового бурового долота.

Аналізом встановлено, що у всіх випадках в моделях відмов елементів долота базовими подіями виступають три основні чинники: вихідні властивості матеріалу та параметри конструкції, що задаються на стадії проектування та конструювання, а також технологічні чинники, які формуються на стадіях проектування і реалізації технологічних процесів виготовлення. Ступенево-логічний аналіз виходу з ладу шарошкових доліт дає можливість виявити взаємозв'язок між підконтрольними чинниками та відмовами з позиції параметрів технічного стану елементів долота. Використовуючи критерій мінімізації мінімальних перерізів можна формулювати відповідні вимоги до якості всіх засобів і заходів на всіх етапах створення бурових доліт, що сприяє підвищенню їх надійності.

До основних параметрів технологічних процесів (ТП) виготовлення бурових доліт відносять такі параметри ТП виготовлення складових деталей долота, які визначають експлуатаційні показники доліт і їх надійність. До них можна віднести: якість вихідних матеріалів; якість комплектуючих та покупних деталей; точність виконання кінцевих та складальних операцій при виготовленні деталей та долота у зібраному стані; методи та засоби контролю якості що застосовуються при виготовленні доліт; точність, стабільність технологічних процесів механічного оброблення, термообробок та ін. Вибір основних параметрів ТП, що визначають якість та надійність тришарошкових бурових доліт здійснюють для: обґрунтування їх допустимих значень, виходячи із умов забезпечення заданої якості долота; коригування системи контролю якості усіх процесів підготовки виробництва та виготовлення доліт; вдосконалення технологічних процесів виготовлення доліт; уточнення вимог до покупних деталей і матеріалів які необхідні для налагодження якісного виготовлення бурових доліт.

1. Яким Р. С. Оцінка надійності та критерії підвищення якості тришарошкових бурових доліт для буріння особливо міцних порід / Р. С. Яким // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2014. – № 4 (53). – С. 43 – 51.

УДК 621.1

ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЇ СТВОРЕННЯ СУЧАСНИХ ТРИШАРОШКОВИХ БУРОВИХ ДОЛІТ

UPDATING OF MANUFACTURING METHOD OF MODERN THREE-CONE ROCK BITS

Ігор Яким

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

The research is devoted to solving the problem of the increase of three-cone rock bits qualitative indices at the pre-industrial and industrial stages of their manufacturing.

Сьогодні в бурінні на нафту і газ застосовують широку гаму конструкцій та типорозмірів тришарошкових бурових доліт. Першість у створенні передових конструкцій таких доліт ведуть такі фірми як „Halliburton International, Inc”, „Baker-Hughes International, Inc”, „Shlumberger”, „Smith International”, „National Oilwell Inc”, „Security DBS”, „Varel International”, „Lilin Industrial Park”, „Reed Tool” та ін. На цих фірмах налагоджено гнучку систему проектування, конструювання та мобільного підготовки виробництва. Це дає сталий розвиток спеціалізованого виробництва широкого спектру конструкцій та типорозмірів доліт.

Найбільш затратними етапами у створенні доліт є довиробничий та виробничий. Тому проблема забезпечення якості на цих етапах має першочергове значення і є метою даного дослідження.

На довиробничому та виробничому етапах життєвого циклу бурових доліт найбільш трудомісткою і проблемною є задача забезпечення заданого рівня досконалості технології виготовлення долота та вирішення комплексу конструкторсько-технологічних задач. Це можна вирішити комплексним впровадженням функціонально орієнтованої технології з інтегрованим інформаційним забезпеченням усіх процесів підготовки виробництва і реалізації технологічних процесів. При цьому необхідне повне переозброєння виробництва на високоточне комп'ютеризоване устаткування й верстати та високоефективний інструмент. З цією метою розроблені структури єдиної інформаційної системи підтримки процесів проектування, підготовки виробництва і виготовлення тришарошкових бурових доліт, а також системи комплексного підвищення якості доліт на етапах їх життєвого циклу. Це дозволило на етапі технологічної підготовки виробництва звести до мінімуму помилки при проектуванні операцій, зокрема операційних розрахунків і призначення допусків. Для типових конструкцій деталей доліт та їх типорозмірів уніфіковано схеми базування, а також контрольні операції, контрольні-вимірні устаткування, пристрої, інструмент. Це стало можливим за рахунок впровадження системи єдиної конструкторсько-технологічної документації, що забезпечує гнучкий зв'язок між етапами проектування, конструювання і виготовлення типових деталей доліт. Ключовим тут є електронна база креслень – операційних карт з конструкторськими параметрами деталей і вузлів долота, технологічними розмірами й базами, вимогами якості, технологічними інструкціями з повним описом типових операцій і переходів, а також карти налагодження кожної операції, включно з контрольними, для всіх типорозмірів доліт що виготовляються на виробництві. Вся конструкторсько-технологічна документація укладена відповідно до технологічних маршрутів виготовлення долота. Електронна база типових операцій, а також система інструкцій та керівних документів дозволяють чітко визначити кваліфікаційний рівень забезпечення їх якісного виконання згідно єдиного заводського реєстру кадрів. Проектування процесів дозволяє наперед створювати електронну базу для регулювання руху заготовок, деталей, комплектуючих у єдиному технологічному процесі від „завантаження” до кінцевого продукту – долота. При цьому усуваються проблеми з „вузькими місцями” у русі напівфабрикатів, підвищується ритмічність та інші якісні показники процесів виробництва бурових доліт. Це підвищує якість і мобільність, як освоєння виробництвом нових технологічних процесів, так і нових конструкцій тришарошкових бурових доліт.

www

СЕКЦІЯ 8

ТРИБОЛОГІЯ

УДК 539.3

ТРИБОЛОГІЧНІ АСПЕКТИ ІНЖЕНЕРІЇ ФРЕТИНГОСТІЙКИХ ПОВЕРХОНЬ

TRIBOLOGICAL FEATURES OF FRETINGABILITY SURFACES' PROCESSING

Мирослав Кіндрачук, Олександр Духота, Ніла Науменко

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

The work contains results obtained after the theoretical and empirical researches proceeded with an aim of the tribological principles development and the frettingability surfaces formation used for tribomechanical systems components.

На сучасному етапі розвитку технічного прогресу в умовах постійного зростання вартості енергоносіїв, матеріалів та тенденції до підвищення робочих режимів і інтенсивності експлуатації машин питання забезпечення їх економічності, надійності і довговічності набувають виключно важливого значення. Ключове місце у вирішенні цієї фундаментальної проблеми належить забезпеченню високого рівня контактної міцності і зносостійкості функціональних поверхонь деталей вузлів тертя. Як свідчать результати обстеження технічного стану, для багатьох машин і механізмів, зокрема для об'єктів авіаційної техніки, одним з найбільш поширених і руйнівних видів зношування є зношування фретинг-корозією. Важкопередбачуваний характер розвитку і вкрай негативні наслідки цього виду зношування поряд з прийнятим на сьогодні прогресивним принципом конструювання машин за принципом високої живучості та рівноресурсності з мінімально безпечним запасом міцності ставить задачу пошуку ефективних методів підвищення фретингостійкості деталей трибомеханічних систем в ряд найбільш важливих напрямків трибологічних досліджень.

В даній роботі на основі енергетичного підходу до процесів тертя та зношування твердих тіл і структурно-реологічної концепції дисипації енергії у динамічно-навантаженому фрикційному контакті сформульовано ряд трибологічних принципів зниження інтенсивності поверхневого руйнування матеріалів за умов їх фретинг-контактої взаємодії. Розглянуто напрямки практичної реалізації технологій створення фретингостійких поверхонь формуванням дискретно-текстурованих мастилоємних поверхонь, адаптивних поверхнево-зміцнених шарів та захисних покриттів з підвищеною несучою і релаксаційною здатністю.

УДК 539.3

ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИБОЕЛЕКТРИЧНИХ ПРОЦЕСІВ В МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ПАРАХ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ

RESEARCH OF TRIBOELECTRIC PROCESSES IN THE METAL POLYMER PAIRS OF FRICTION UNITS

Святослав Криштопа

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна, e-mail: rettes@mail.ru

Experimental researches of the triboelectric phenomena in the metal polymer pairs friction of band-block brakes of drilling units were executed in IFNTUOG. Getting dependences of electric potential of friction pairs from the superficial temperature of friction protective strap at different specific loadings and set conformities to the law of change of sizes of linear wear of surfaces of protective straps of brake with the isolated and insolated metallic friction element.

Електричні процеси в металополімерних парах тертя значною мірою визначають фрикційні властивості матеріалів, їхній характер зношення та теплове навантаження. В ІФНТУНГ були виконані експериментальні дослідження трибоелектричних явищ в металополімерних парах тертя стрічково-колодкових гальм бурових установок.

Дослідження проводились для фрикційної пари металевий гальмівний шків (сталь 34 Л) – полімерні фрикційні накладки (ретинакс ФК-24А). При цьому реєстрації підлягали наступні параметри: час гальмування; кількість гальмувань; температура поверхні обода металевого барабана; температура поверхні тертя фрикційної накладки; сила струму, що циркулює між парами тертя; різниця потенціалів між фрикційними парами; знос робочих поверхонь фрикційних накладок.

Встановлені залежності електричного потенціалу, що утворюється на контактуючих поверхнях, від ємності металевого фрикційного елемента. Для дослідження залежності електричного потенціалу, що утворюється на контактуючих поверхнях, від ємності металевого фрикційного елемента, для випробовувань були змодельовані наступні компонування: гальмівний шків ізольований від гальмівного барабана; гальмівний барабан ізольований від бурової лебідки; лебідка ізольована від рами бурової установки; всі елементи не ізольовані (серійна конструкція).

Встановлено що, чим менша металоемність, а отже, і електрична ємність металевого фрикційного елемента, тим менше він електризується і навпаки. При значній ємності металевого елемента, коли він заземлений через раму, додатній або від'ємний заряд, що переходить на полімерну накладку, безперервно відновлюється у металі завдяки великій електроємності системи „металевий фрикційний елемент – бурова установка”. При цьому, під час фрикційної взаємодії пари тертя, електричні заряди у полімері накопичуються. Для зменшення електризації, а отже і зносу поверхонь фрикційного вузла, гальмівний шків необхідно ізольовати від барабану лебідки. Під час фрикційної взаємодії така пара тертя також заряджається. Але досить швидко металевий елемент перестає віддавати заряди полімерному. Не з'єднаний із буровою установкою, він поводить себе як заряджене тіло, електричне поле якого перешкоджає проходженню зарядів через контакт метал-полімер. Тому у випадку ізоляції металевого фрикційного елемента інжектування великого заряду у полімерний елемент стає неможливим. Також під час експериментальних досліджень одержані залежності електричного потенціалу пар тертя стрічково-колодкових гальм бурових установок від поверхневої температури фрикційної накладки при різних питомих навантаженнях та встановлені закономірності зміни величин лінійного зношування поверхонь накладок стрічково-колодкового гальма з ізольованим та неізольованим металевим фрикційним елементом.

Встановлено, що лінійне зношування поверхонь фрикційних накладок для стрічково-колодкового гальма з ізольованим металевим фрикційним елементом, в середньому, на 15 – 20 % менше, ніж зношування поверхонь накладок гальма з серійною конструкцією неізольованого металевого фрикційного елемента.

УДК 620.178.16:621.892.8

ВІДНОВЛЕННЯ ТРИБОСПОЛУЧЕНЬ ГЕОМОДИФІКАТОРАМИ ТЕРТЯ

REVITALIZATION OF FRICTION DETAILS BY GEOMODIFIERS OF FRICTION

Валентина Олішевська, Костянтин Бас, Олег Гололобов

Державний вищий навчальний заклад «Національний гірничий університет»,
проспект К. Маркса, 19, м. Дніпропетровськ, 49005, Україна

The essentially new decision of friction problem – surfaces hardening by geomodifiers of friction is offered. The results of processing of details of the heavy mechanical equipment of mining, metallurgical and machine-building branches are given.

Надійність і довговічність машин та механізмів істотно знижується в результаті зносу вузлів в процесі тертя. В Україні знос багатьох видів обладнання наближається до катастрофічного рівня, а втрати коштів в машинобудуванні внаслідок зносу деталей машин в масштабах країни досягають 5 % від національного доходу. Одним з перспективних напрямів у вирішенні актуальної і важливої проблеми зменшення зносу вузлів машин в процесі тертя є хіміко-термічне зміцнення за допомогою геомодифікаторів тертя.

Метою роботи є дослідження зносу деталей машин та розробка методу регенерації трибовузлів з використанням геомодифікаторів тертя. Об'єктом дослідження є пари тертя, які оброблені геомодифікатором. Предмет дослідження: механізм зносу та відновлення поверхонь тертя у присутності геомодифікаторів. В основу розробки покладена ідея використання геомодифікаторів нового покоління і управління процесами, що відбуваються в зоні контакту пар тертя для підвищення зносостійкості і довговічності деталей машин.

У якості базового компонента використано природний мінерал (який відноситься до групи серпентинітів, що пройшов механоактивацію і збагачення) з вітчизняних родовищ, що дозволяє відмовитися від імпорту дорогого аналога і істотно знизити витрати на відновлення зношених деталей машин. Випробування проводилися на машині тертя СМЦ-2. Похибка результатів лабораторних досліджень не перевищує 10 %.

Процеси, що відбуваються в зоні тертя деталей при обробці геомодифікаторами, можна розділити на чотири етапи: активація поверхні, абсорбція геомодифікатора поверхневими шарами металу, дифузія геомодифікатора з поверхневого шару углиб металу, відновлення поверхонь тертя із зменшенням шорсткості.

Застосування геомодифікаторів тертя для обробки двигунів внутрішнього згорання дозволяє скоротити знос гільз циліндрів в 2 рази, поршневих кілець – в 1,5 рази, знизити витрати палива на 5...7 %, знизити витрати масла в 2 рази. Проведені випробування різних деталей, оброблених геомодифікаторами тертя, показали збільшення твердості поверхневих шарів в 1,5...3,5 рази, зменшення шорсткості контактуючих поверхонь в 2,5...10 разів, підвищення зносостійкості в 4...5 разів, підвищення довговічності вузлів в 2...3 рази.

Вузли тертя, які оброблені геомодифікаторами, мають специфічні поверхневі структури, які мають підвищену зносостійкість та низький коефіцієнт тертя. На основі проведених досліджень розроблено технологічні прийоми внесення геомодифікаторів до вузлів тертя, які дозволяють не тільки значно знизити знос, але й відновити функціональний стан зношених поверхонь деталей машин.

УДК 539.3

ВПЛИВ ШОРСТКОСТІ ПОВЕРХНІ НА ЗНОШУВАННЯ ПОЛІМЕРНИХ МАТЕРІАЛІВ ПРИ ЇХ МІКРОУДАРНОМУ НАВАНТАЖЕННІ В КОРОЗИЙНО-АКТИВНИХ СЕРЕДОВИЩАХ

INFLUENCE SURFACE ROUGHNESS ON WEAR POLYMER MATERIAL IN THEIR MICROSHOCK LOADS IN CORROSIVE MEDIA

Мирослав Стечишин, Андрій Мартинюк, Юрій Білик

*Хмельницький національний університет,
вул. Інститутська, 11, м. Хмельницький, 29016, Україна*

In this paper, the effect of surface roughness of parts made of polymeric materials on their cavitation-erosion wear a neutral environment, and kinetics of wear surfaces with different roughness.

Більшість досліджень які присвячені вивченню зносостійкості пластмас стосуються здебільшого їх тертя, а робіт по дослідженню інтенсивності руйнування поверхонь при

мікроударному навантаженні (кавітації) в корозійно-активних середовищах недостатньо. Особливо це стосується вивчення впливу шорсткості поверхні на кавітаційно-ерозійну зносостійкість полімерних матеріалів в корозійно-активних середовищах.

Для дослідження залежності кавітаційно-ерозійної зносостійкості полімерів від шорсткості їх поверхні досліджували поліпропілен 21060 та фторопласт Ф4. Дані полімери, або композиції на їх основі використовуються для виготовлення деталей обладнання яке працює в умовах кавітації.

Зразки з полімерних матеріалів заздалегідь готувалися для дослідження з шорсткістю поверхні за Ra : 3,2; 6,3; 12,5. Дослідження проводились в нейтральному модельному середовищі морської води (3%-вий розчин NaCl).

Проведені дослідження вказують на вплив шорсткості поверхні на втрати маси при кавітаційно-ерозійному зношуванні полімерів, особливо для фторопласту Ф4 (рис.1, а).

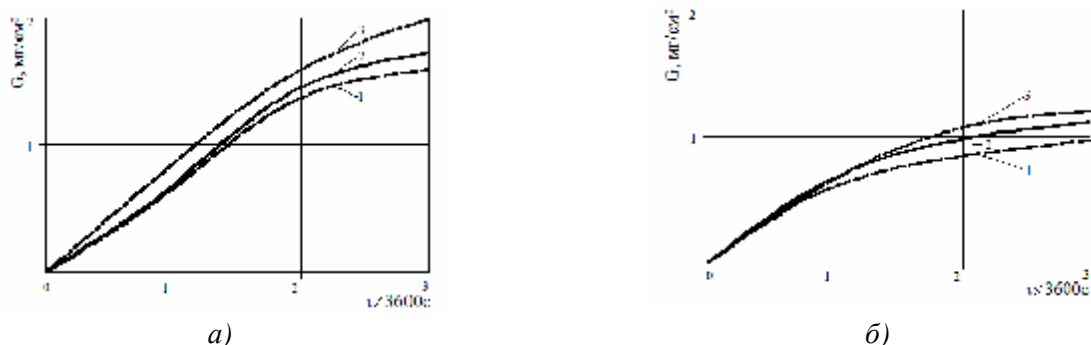


Рис.1. Кавітаційно-ерозійна зносостійкість фторопласту Ф4 (а) та поліпропілену 21060 (б) з різною шорсткістю поверхні: 1 – шорсткість Ra 3,2; 2 – шорсткість Ra 6,3; 3 – шорсткість Ra 12,5

Проілюструвавши результати втрат маси при кавітаційно-ерозійному руйнуванні полімерів з різними величинами шорсткості поверхонь, бачимо, що при збільшенні останньої збільшуються втрати маси полімерів (рис. 1). Так, для фторопласту Ф4 при збільшенні шорсткості поверхні з Ra 3,2 до Ra 12,5 не тільки збільшуються втрати маси з часом, а і активується інтенсивність кавітаційного руйнування поверхонь, так як втрати маси зразка за три години кавітації описуються майже прямою лінією (крива 3 на рис.1, а) на відміну від зразків із початковою шорсткістю поверхонь $Ra=6,3$ (крива 2 на рис.1, а) та $Ra=3,2$ (крива 1 на рис.1, а). При зменшенні шорсткості з $Ra=6,3$ до $Ra=3,2$ втрати маси з часом зменшуються, але характер кривих зносостійкості однаковий. Крім того, втрати маси (криві 1 і 2) стабілізуються в часі, а для Ra 12,5 така стабілізація відсутня. Останнє є свідченням того, що збільшення шорсткості поверхні інтенсифікує процес кавітаційно-ерозійного руйнування полімерів.

Кавітаційно-ерозійна зносостійкість поліпропілену 21060 також залежить від шорсткості поверхні, але на відміну від фторопласту Ф4 характер кривих втрат маси не змінюється (рис.1, б). Також при цьому не змінюється характер зміни кривих зношування поверхонь, що вказує на меншу залежність зносостійкості поліпропілену, на відміну від зносостійкості фторопласту, від шорсткості поверхні.

www

СЕКЦІЯ 9

ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

УДК 629.113.066

ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ДВЗ

TECHNICAL DIAGNOSTIC ELEMENTS OF ICE

Василь Бритковський

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

The analysis diagnostic of the gas distributing mechanism of dynamic method, and suggests ways to improve.

Одним з важливих пристроїв, що формує склад робочої суміші в циліндрах і визначальних техніко-економічних показників автомобільного двигуна внутрішнього згорання, є механізм газорозподілу (ГРМ). Робота елементів ГРМ здійснюється в умовах високих динамічних навантажень, теплових і корозійних впливів. На їхню частку припадає понад 25% відмов і несправностей ДВЗ, на усунення яких витрачається понад 7% від сумарної трудомісткості з підтримання працездатності систем і механізмів ДВЗ.

Ефективність роботи ГРМ визначається параметрами «час – перетин» клапанів і потужністю, що витрачається на привід, а його надійність – зносостійкість деталей, нерозривністю їх кінематичних зв'язків, герметичністю з'єднань «сідло – клапан».

Динамічні методи поелементного діагностування систем і механізмів ДВЗ, засновані на аналізі показників періодично повторюваних процесів – внутрішньоциклових коливань кутової швидкості обертових деталей за кутом їхнього повороту, теоретично обґрунтовуються тим, що робочі процеси, що протікають в одноіменних елементах ДВЗ, кінематично пов'язані з кутовим положенням колінчастого вала.

Визначення технічного стану елементів ГРМ у рамках загальної концепції створення технології поелементного діагностування систем і механізмів автомобілів розроблено спосіб діагностування ГРМ, заснований на зіставленні показників внутрішньоциклової зміни кутової швидкості колінчастого (розподільного) вала з їхніми номінальними значеннями при прокручуванні декомпресованого ДВЗ (з вимкнутими свічками запалювання або форсунками) стартером, що дозволяє конкретизувати несправності ГРМ за окремими одноіменними його ланками.

Практика застосування цього методу діагностування ГРМ показує, що його можливості за точністю постановки діагнозу реалізовані не повною мірою. Перспективність удосконалення способу поелементного діагностування ГРМ ДВЗ за показниками обумовлена виявленими його недоліками. По-перше, при загальному діагностуванні, основний діагностичний параметр – складова механічних втрат на привід ГРМ – визначається за різницею виміряних значень моментів механічних втрат ДВЗ, отриманих з початку з роботою приводу ГРМ, а потім – з відключеним. Для деяких двигунів відключення приводу ГРМ представляє певну складність і передбачає операції часткового розбирання ДВЗ, що знижує показники оперативності способу. По-друге, через підвищення частот і амплітуд коливань миттєвих значень кутової швидкості за кутом повороту колінчастого вала, викликаних динамічною взаємодією зубів шестерні стартера з зубами вінця маховика при

прокручуванні ДВЗ і змінюваних їх технічним станом у процесі експлуатації, виникають похибки визначення значень діагностичних параметрів – амплітуд і фазових положень.

Для підвищення точності та оперативності діагностування елементів ГРМ ДВЗ необхідно виключити операції відключення приводу, а підвищення його точності – використанням режиму роботи двигуна на одному циліндрі з декомпресованими іншими. В результаті природного обертання колінчастого вала при частковому вибігу, виміряні значення мають меншу пульсацію, а діагностичні параметри найбільшою мірою відповідають реальним. Для вимірювання миттєвого значення кутової швидкості колінчастого вала доцільно використовувати вбудовані в конструкцію ДВЗ штатні індуктивні сенсори положень колінчастого і розподільчого валів.

УДК 629.113-752

ОЦІНЮВАННЯ ПЛАВНОСТІ РУХУ АВТОБУСІВ

EVALUATION OF SMOOTH MOVEMENT OF BUSES

Михайло Бур'ян

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

The paper presents some aspects of the evaluation of smooth movement of the buses. The necessity of quantification of the vibroacceleration values for different classes of buses is presented.

Плавність руху, як один з визначальних чинників комфортності пасажирських перевезень, практично формується рівнем вібрацій та коливань, що передаються на тіла пасажирів під впливом нерівностей дороги. Для водія допустимий рівень вібронавантаження регламентовано законодавчо санітарними нормами ДСН 3.3.6.039, однак відсутні вимоги щодо плавності руху автобусів з умов комфортності перевезення пасажирів. Галузеві стандарти колишнього СРСР у цій сфері ОСТ 37.001.291-84 та ОСТ 37.001.275-84 є не чинними, аналогічно як і міжнародний стандарт ISO 2631-78

Враховуючи реальний стан доріг, очевидно є необхідність формування відповідної національної нормативної бази з квантифікацією допустимих меж середньоквадратичних значень віброприскорень у діапазоні частот коливань 0,7 – 22,4 Гц для різних за призначенням класів автобусів, що відрізняються як середньостатистичною тривалістю поїздки, так і типом та станом покриття (мікропрофілю) дороги. Досягнення регламентованого рівня вібронавантаженості водія забезпечується, як правило, за рахунок додаткової підвіски сидіння водія і зовсім не гарантує необхідний комфорт з умов плавності руху для пасажирських сидінь, а тим більше стоячих пасажирів у міському та приміському сполученні.

Практично забезпечення плавності руху пасажирів реалізується за рахунок оптимізації параметрів характеристик підвіски, частково демпфувальних характеристик сидінь та шин. Власне опрацювання і введення нормативної бази щодо гранично допустимих рівнів вібронавантажень для різних класів автобусів обумовить як відповідні конструктивні зміни в існуючій практиці використання для автобусів, насамперед малого та середнього класів, ресорних підвісок від уніфікованих шасі вантажівок, так і ширше використання пневмо-ресорних та пневматичних підвісок.

УДК 005.8:629.113

ВИКОРИСТАННЯ ПОНЯТТЯ ІНТЕГРАЛЬНОГО МОДУЛЯ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ТИПАЖНИХ ПРОЕКТІВ АВТОБУСНОЇ (ТА ТРОЛЕЙБУСНОЇ) ТЕХНІКИ

USE OF THE CONCEPT OF INTEGRAL MODULE FOR THE FORMATION OF THE TYPE RANGE PROJECTS OF BUSES (AND TROLLEYBUSES)

Петро Гащук¹, Станіслав Войтків², Богдан Курач²

¹Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, 79006, Україна;
²Науково-технічний центр «Автополіпром»,
вул. Городоцька, 174, м. Львів, 79022, Україна

The formalized algorithm of forming type range of buses is regarded — a society of very important project portfolio of the passengers transport vehicles. As a structural element of construction of the type range of buses (and trolleybuses) is taken so called integral module that combines bodywork and wheel submodules.

Мета доповіді – розкрити позитивні (корисні) наслідки від сповідування уніфікаційної ідеології в автобусобудуванні та показати нові досягнення методології модульного формування типажних рядів автомобільних транспортних засобів. З'ясовано, що різниця арифметичної прогресії, натуральним виразником якої є «інтегральний модуль», дає змогу формалізовано модулювати типорозмірний ряд автобусів (множачи їхню довжину, місткість, вантажність) у чіткій відповідності до метро-ритмічної структури арифметичної гармонії. Створення загальної системи модульно-уніфікованих типорозмірних рядів автобусної (тролейбусної та іншої) техніки забезпечить задоволення нагальних вимог усіх складових системи суспільного відтворення.

Проведені дослідження дають підстави наполягати, що найпринциповішими вимогами до автобусної і троллейбусної техніки є такі три: зменшення допустимого навантаження на мости автобусів і троллейбусів (спочатку, принаймні, до 6,0...7,5 т) з метою мінімізації руйнівної дії коліс автобусів і троллейбусів на покриття вулиць та на їх інженерні споруди, що забезпечить суттєве зменшення обсягів щорічних витрат на утримання їх у належному стані; збільшення пасажиромісткості автобусів і троллейбусів різних типорозмірів завдяки застосуванню двох, трьох, чотирьох (а не лише двох, як зазвичай) мостів, обладнаних тільки одинарними колесами; суттєве зменшення обсягів фінансування та часу, необхідних для проведення належно вичерпних дослідно-конструкторських, дослідно-експериментальних та дослідно-технологічних робіт, спрямованих на створення типорозмірних рядів міських автобусів і троллейбусів, на проведення технологічної підготовки та організацію їх дрібносерійного виробництва (суттєве зменшення собівартості їх виготовлення). Загальний рівень уніфікації конструкцій автобусів при цьому може сягати 85...90 %.

Задовольняючи задекларовані вимоги і покладаючись на колісну формулу 4×2.1 (колеса — одинарні), можна побудувати, приміром, простий типорозмірний ряд із трьох міських модульно-уніфікованих автобусів. А якщо долучити до арсеналу множення ряду ще й колісну формулу 6×4.1, то визріє типорозмірний ряд із чотирьох модульно-уніфікованих міських автобусів. Відтак, якщо водночас покласти на колісні формули 4×2.1, 6×4.1, 8×4.1, то виникне ціла множина типорозмірних рядів із чотирьох модульно-уніфікованих автобусів.

Модульна координація основних параметрів і членувань кузовів автобусів (тролейбусів) дасть змогу забезпечити цілковиту їх гармонійність і домірність в існуючому архітектурному та природному середовищі. А потенційні можливості забезпечити вищі технологічну якість, комфортність, безпечність та нижчу собівартість виготовлення саме модульно-уніфікованих конструкцій дозволить суттєво підвищити конкурентоздатність українських автобусів-тролейбусів на світовому ринку.

УДК 629.113.001

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕКСТРЕМАЛЬНОЇ ДИНАМІКИ РОЗГОНУ (ГАЛЬМУВАННЯ) АВТОМОБІЛЯ АНАЛІТИЧНИМИ ЗАСОБАМИ

RESEARCH OF EXTREME ACCELERATION (BRAKING) OF A CAR BY ANALYTICAL MEANS

Петро Гащук¹, Сергій Нікіпчук²

¹Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, 79006, Україна;

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

On the basis of a model describing the dynamics of longitudinal rectilinear motion of the car in the most general analytical form determined necessary and sufficient conditions of extreme dynamic processes of acceleration and deceleration of the car. It was established that the optimum slip wheels of the car, which is traditionally associated with its extreme dynamism, does not always correspond maxi-maximal value of the coefficient of adhesion road.

Висока динамічність дозволяє автомобілю оптимально пристосовуватись до руху в неоднорідному транспортному потоці – потоці різних за динамічними потенціями транспортних засобів, кожен з яких є рухомою перешкодою для інших. Тож динамічніший автомобіль стає ніби менш габаритним. А водночас вона (динамічність) позитивно позначається на енергетичній (паливній) ощадливості та екологічності як машини зокрема, так і транспортного процесу загалом. Екстремальну динамічність зазвичай пов'язують з реалізацією максимального зчеплення коліс з дорогою. Але виявляється, що екстремальність розгону чи/та гальмування автомобіля далеко не завжди досягається саме у разі реалізації максимальних значень коефіцієнта зчеплення коліс з опорною поверхнею (долівкою).

Отож, було сформульовано вельми загальну оптимізаційну задачу пошуку екстремального керування процесом розгону чи/та процесом гальмування автомобіля у змістовно точних аналітичних термінах. Виявилось, зокрема, що найдинамічніший розгін двовісного автомобіля описується екстремаллю

$$m_3 \frac{dv}{dt} = \left(\frac{G_1 + G_2}{G} F_{wx} + \left(\frac{l}{l - (e_{f2} - e_{f1})} \frac{(G_1 + G_2)G_3}{G} \cos v + \frac{(G_3 \cos v - F_{wz})G_3}{G} \right) \mu_m \right) - (G_3 \sin v + F_{wx}),$$

де dv/dt – прискорення автомобіля; m_3 – маса об'їмка (маса автомобіля без переднього і заднього мостів); G – вага автомобіля; G_1 і G_2 – вага переднього і заднього мостів; G_3 – вага об'їмка об'їмка (вага автомобіля без переднього і заднього мостів); e_{f1} і e_{f2} – зміщення реакцій долівки на передніх і задніх колесах; F_{wx} і F_{wz} – аеродинамічні сили – сила лобового опору і сила підймальна, зведені до центра мас об'їмка; v – увзів долівки; l – база автомобіля; μ_m – максимальне значення коефіцієнта зчеплення коліс з долівкою. Аби отримати рівняння, яке б описувало найдинамічніше гальмування автомобіля, достатньо в модельному описі автомобіля лише змінити напрями моментів та дотичних сил на колесах.

У процесі досліджень вдалося серед іншого з'ясувати, що максимальне в кожному мить часу зчеплення коліс з долівкою є запорукою екстремальної динамічності автомобіля тільки у разі однакових граничних значень коефіцієнтів зчеплення з долівкою його передніх і задніх коліс. Загалом отримана аналітичними засобами інформація має стати в нагоді у разі визначення-обґрунтування оптимальних (раціональних) параметрів та характеристик двигуна, трансмісії, колісного рушія, гальмової системи автомобіля.

УДК 37.091.33: 629.33/.36.07

ВПРОВАДЖЕННЯ НОВІТНІХ ТЕХНОЛОГІЙ НАВЧАННЯ У СФЕРІ АВТОСПРАВИ

IMPLEMENTATION OF HIGH TECHNOLOGY IN THE SPHERE OF AVTOMOBILE ENGINEERING

Михайло Гелетій

Середня загальноосвітня школа I – III ступеня № 48,
вул. Рубчака, 8, м. Львів, 79026, Україна

The present article represents the author's attempt to reveal the features of implementation of high technology of training in the sphere of automobile engineering while driver's training, introducing present-day technologies of obtaining information regarding study of traffic regulations, traffic safety and vehicle structure. Use of unconventional classes, video lessons, classes in the form of presentations, discussions, application of interactive methods, information sources, efficient combination of computer, projector, instructional wall sheets, parts, models, pieces of vehicles, effective conjunction of educational, examination cards on paper and electronic media at studying traffic regulations as well as efficacy from combination of various forms of education with application of present – day technologies of all- Ukrainian and international levels.

Сьогодення вимагає на ринку праці конкурентоздатного фахівця. Це в свою чергу вимагає впровадження новітніх технологій навчання, застосування новітніх технологій, пошук ефективних шляхів активізації пізнавальної діяльності суб'єктів навчання. Виняткове місце у системі педагогічного інструментарію належить розумному та ефективному поєднанні сучасних технічних засобів навчання (комп'ютерів) з плакатами, наочним обладнанням деталей, вузлів, механізмів автомобілів, поєднання паперових та електронних носіїв при вивченні ПДР.

Проте проблема вивчення предмету «Автосправа» потребує подальшого дослідження. Актуальним є також впровадження ефективних педагогічних технологій у процес навчання, що сприяє кращому розкриттю змісту та засвоєнню учнями та студентами програмного матеріалу.

Одним з ефективних напрямів використання інформаційних технологій у навчальній діяльності є створення комп'ютерних навчальних матеріалів з автосправи та ефективно, розумно поєднання з іншими навчальними матеріалами, в т.ч. зі стандартними. Використання новітніх технологій, сприяє легкому засвоєнню учнями навчальних програм. Викладач використовує різноманітні системи мотивації у вивченні автосправи, а саме: поєднання та застосування інтерактивних методик та використання сучасних аудіо-відео засобів. Такий підхід сприяє глибокому засвоєнню навчальних програм та здобуттю знань. Окрім того, новітні технології та інтерактивні методики допомагають формувати в учнів, курсантів, студентів позитивне ставлення до професії та автомобільної галузі в цілому, а також формують у них цікавість до вивчення даного профілю після завершення навчання.

У процесі занять з автосправи активно використовується інформаційно-комунікаційні технології, цифрові освітні ресурси, оскільки звернення до нових інформаційних технологій та їх ефективне застосування сприяє особистісній орієнтації педагогічного процесу, підвищенню пізнавальної активності курсантів, учнів та студентів, а також покращує ефективність управління навчальною діяльністю тих, хто навчається.

На заняттях з автосправи учні та студенти повинні активно оперувати власними знаннями, інформацією, активно діяти, швидко приймати рішення. Натомість викладач повинен володіти технологіями творчої педагогічної діяльності з урахуванням особливостей навчального матеріалу, здібностей учнів та студентів тощо.

Активне впровадження новітніх технологій навчання у сфері автосправи, використання комп'ютерної техніки, розумне, раціональне та ефективне їх поєднання, дає змогу викладачеві ефективно організувати навчально-пізнавальний процес з автосправи та сприяє легкому засвоєнню ними навчальних програм. Учні та студенти активно включаються в навчальну діяльність, зростає їхня зацікавленість до вивчення автосправи, а також вони беруть активну участь у вивченні нового матеріалу.

УДК 656.11

МІНІМІЗАЦІЯ ЗАТРИМОК ТРАНСПОРТУ НА КООРДИНОВАНИХ РЕГУЛЬОВАНИХ ПЕРЕХРЕСТЯХ

MINIMIZE DELAYS TRANSPORT ON COORDINATED REGULATED INTERSECTIONS

Олег Грицунь

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

The use of simulation in determining the delays in traffic flows at intersections regulated makes it possible to analyze the effectiveness of the designed schemes of movement in constant changes of movement for roadway arbitrary configuration with different modes of regulation.

Постійне зростання рівня автомобілізації та транспортної рухливості населення спричинює перевантаження міських вулиць, зокрема магістральних, що знижує ефективність організації руху транспортних потоків (ТП), яка оцінюється з використанням локальних методів [1]. Повністю ліквідувати негативні наслідки автомобілізації неможливо, тому необхідно впроваджувати координоване управління дорожнім рухом, яке дозволяє об'єднати світлофорні об'єкти в систему для організації «зеленої хвилі», що дасть можливість не лише зменшити затримки і черги на підходах до перехресть, тривалість руху транспортних засобів (ТЗ) між районами міста, але й кількість ДТП, рівень шуму і викидів в атмосферу відпрацьованих газів за рахунок зменшення кількості гальмувань, прискорень та інших маневрів [1–3].

Щільні ТП – масове явище для великих та особливо великих міст, зокрема для міст з радіально-кільцевою схемою планування ВДМ, яка склалася історично. Перевантаження міських магістральних вулиць регульованого руху спричинює появу черг, на величину яких, окрім методів організації і регулювання дорожнього руху, впливають геометричні параметри ВДМ, проїзд пішохідних переходів, зупинок громадського транспорту і таке інше. За такого випадку ступінь насичення x на смугах перед перехрестями перевищує нормативно допустимі значення ($x > 0,85 - 0,90$) і на окремих з них, а то й цілих напрямках утворюються черги ТЗ.

Для визначення максимальної довжини черги застосовують математичні моделі і програми імітаційного моделювання руху ТЗ, зокрема такі як VISSIM, PARAMICS, TRANSYT, в основу яких покладено формулу Робертсона. З її використанням визначається загальна кількість автомобілів, які проїдуть суміжні координовані перехрестя без зупинок, транспортні затримки та ефективність управління рухом ТЗ.

Докладний аналіз публікацій з проблем зменшення затримок і використання названих програмних продуктів переконує, що транспортні затримки можна істотно скоротити лише на основі використання результатів імітаційного моделювання з наступним впровадженням комплексу організаційних і планувальних заходів.

1. Капитанов В.Т. Управление транспортными потоками в городах / В. Т. Капитанов, Е. Б. Хилажев – М.: Транспорт, 1985. – 94 с. 2. Врубель Ю.А. Потери в дорожном движении/ Ю. А. Врубель, Д. В. Капський, Е. Н. Ком – М.: БНТУ, 2003. – 306 с. 3. Wasson, J. Reconciled Platoon Accommodation at Traffic Signals [Text] / J. Wasson, M. Abbas, D. Bullock, A. Rhodes, C. Zhu. — Indianapolis, December 1999. — 217.

УДК 621.43.016.4(031)

ВПЛИВ РЕМОНТНИХ ДІЙ З ГІЛЬЗАМИ ЦИЛІНДРІВ ДВЗ НА ПАЛИВНУ ОЩАДНІСТЬ АВТОМОБІЛЯ

INFLUENCE OF THE REPAIR AFFECTING FOR SHELLS OF CYLINDERS OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE ON THE FUEL ECONOMY OF CAR

Густав Гудз, Микола Боднар, Олег Коцюмбас

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна, e-mail: o.kotsjumbas@email.ua*

The results of research of influence of the repair affecting for the shells of cylinders of internal combustion engine on the fuel economy of car are considered on the basis of computer design of motion of vehicle on driver cycles in obedience to a standard.

Ремонтні дії з гільзами циліндрів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), які супроводжуються збільшенням їхнього діаметра, зумовлюють збільшення робочого об'єму двигуна. Це, безумовно, дозволить покращити тягово-швидкісні властивості автомобіля, зокрема його динамічність. Але

певний інтерес становить вплив вищеописаних дій на паливну ощадність автомобіля, яка оцінюється лінійними експлуатаційними витратами палива Q_s , л/100 км. Цей показник визначається за допомогою дорожніх випробувань на типових їздових циклах, регламентованих стандартом [1].

Характерною особливістю такого їздового циклу є відсутність регламентованих значень пришвидшень, натомість відзначено, що розгін відбувається при повній паливоподачі, тобто двигун працює за зовнішньою швидкісною характеристикою. Проаналізувавши цей їздовий цикл, а також врахувавши, що внаслідок покращання тягово-швидкісних властивостей автомобіль може швидше вийти на режим руху зі сталою швидкістю (відомо, що такий режим є найбільш економним), можна стверджувати, що відносна частка ділянок за протяжністю, на яких автомобіль рухається зі сталою швидкістю, стане більшою.

Оцінювання лінійної витрати Q_s для порівнюваних варіантів двигунів з номінальними та ремонтними розмірами гільз проведено комп'ютерним моделюванням руху автомобіля. Складена модель проходження їздового циклу включає підпрограму робочої точки двигуна (одномірна інтерполяція), підпрограму перемикання передач, а також підпрограми усталеного руху та сповільнення. Підпрограма перемикання передач складається з трьох послідовних етапів. На першому етапі відбувається відпускання педалі газу, падіння моменту M_e та швидкості обертання колінчастого вала двигуна ω_e . На другому етапі відбувається розмикання зчеплення – розрив силового потоку. Тривалість перших двох етапів визначена на базі статистичних досліджень [2]. На третьому етапі відбувається ввімкнення передач, замикання зчеплення, яке супроводжується його буксуванням з моментом M_T та наростання моменту M_e . Третій етап завершується, як і в процесі рухання з місця, при вирівнюванні кутових швидкостей колінчастого вала двигуна та веденого диска зчеплення. Підпрограма перемикання передач завершується, коли пришвидшення автомобіля досягне заданого у циклі. Алгоритми цього моделювання реалізовані на базі об'єктоорієнтованої мови програмування Delphi. При цьому використано програмний код, що враховує вищеперелічені корективи.

У доповіді наведені порівняльні графічні відображення показників руху автомобіля у стандартному їздовому магістральному циклі, аналіз яких показав, що автомобіль зі збільшеними діаметрами гільз ДВЗ швидше розганяється до заданих параметрів у порівнянні з автомобілем, оснащеним ДВЗ з номінальними розмірами гільз. При цьому навіть дещо покращується (на 1,2 %) паливна ощадність автомобіля з відремontованими ДВЗ.

1. Автомобили и автопоезда. Оценочные показатели и методы определения топливной экономичности: ГОСТ 20306-90. – [Чинний від 1992-01-01]. – М.: Издательство стандартов, 1991. – 34 с. 2. Альгин В. Б. Динамика трансмиссии автомобиля и трактора / В. Б. Альгин. – М.: Наука и техника, 1986. – 214 с.

УДК 621.43.016.4(031)

ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ТЕПЛОВОЇ МОДЕЛІ СЕРЕДОВИЩА «ГІЛЬЗА – ОХОЛОДНИК» ДВЗ ДЛЯ СИСТЕМОЛОГІЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

DETERMINATION OF SCOPE TERMS OF THERMAL MODEL OF ENVIRONMENT «SHELL – COOLER» OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE FOR SYSTEM LOGICAL RESEARCH

Густав Гудз, Михайло Глобчак, Олег Коцюмбас

*Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна, e-mail: o.kotsjumbas@email.ua*

The method of determination of scope terms of thermal model of environment “shell cooler” of engine internal combustion is described as pre-condition for system logical research of it temperature condition.

Відомо, що системологічні дослідження у машинах базуються на комплексному розгляді різноманітності зовнішніх чинників та внутрішніх зв'язків між ними. Зокрема, на температурний режим циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна внутрішнього згорання (ДВЗ) впливають: генерована теплота; розподіл цієї теплоти в її елементах; теплофізичні властивості матеріалів

елементів; умови відведення генерованої теплоти; конструктивні параметри ЦПГ; зміна тепловиділення у часі.

Серед перелічених чинників одну з визначальних ролей відіграють умови тепловіддачі. Взагалі, коефіцієнт тепловіддачі α залежить від форми та розмірів поверхні охолодження, швидкості, температури та теплофізичних властивостей охолоджувального середовища, температури тіла та інших чинників. Наявні методи аналітичного визначення коефіцієнта α не завжди відображають реальні умови роботи ЦПГ, і тому відрізняються від дійсного значення багаторазово. З огляду на це, актуальним постає завдання отримання істинних значень коефіцієнтів тепловіддачі.

Останнім часом велика увага приділяється розв'язку зворотних задач теплопровідності (ЗЗТ), у яких за наявними (досить обмеженими) даними про значення температури всередині тіла можна реконструювати його температурне поле, визначити теплофізичні властивості та геометричні характеристики, ідентифікувати початкові та граничні умови, а також уточнити саму математичну модель явища.

Саме за допомогою використання розв'язку ЗЗТ на підставі випробувань на стенді була виконана параметрична ідентифікація граничних умов третього роду. Проводилось п'ять випробувань з відомими початковими умовами та розрахованими на підставі праць [1, 2] граничними умовами 2-го роду (тепловими потоками). За результатами випробувань виконувалось наближене комп'ютерне моделювання температурних режимів середовища «гільза – охолодник» і за співпадінням температурних кривих визначались граничні умови третього роду, тобто числові значення коефіцієнта тепловіддачі α у вертикальних вузлах моделі [1, 2], отримані розв'язуванням ЗЗТ. При цьому середні значення $\alpha_{\min} = 1100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$, а $\alpha_{\max} = 3000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$, де α_{\min} відповідає режиму холостого ходу, а α_{\max} – номінальної потужності.

Середні значення коефіцієнта тепловіддачі на вибраних режимах α_{\min} та α_{\max} прийняті як початкові дані для подальшого системологічного дослідження температурного режиму середовища «гільза – охолодник» ДВЗ, що базується на методах математичного моделювання, теорії подібності, планування експерименту та натурних випробуваннях.

1. Гудз Г. С. Визначення температурних полів та часу досягнення стабілізації теплового стану гільзи циліндрів і охолодника / Г. С. Гудз, М. В. Глобчак, О. Й. Коцюмбас // Вісн. Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В. Даля. - Луганськ, 2010. – № 6(148). – С. 110–113. 2. Гудз Г. С. Визначення динаміки теплового стану гільзи циліндрів і охолодника за номінальної потужності автомобільного двигуна / Г. С. Гудз, М. В. Глобчак, О. Й. Коцюмбас // Вестн. Харьковського нац. автом.-дор. ун-та. – Харьков, 2010. – Вып. 51. – С. 180 – 183.

УДК 629.113.01

МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ МІСЬКИХ АВТОБУСІВ З РІЗНИМИ ТИПАМИ СИЛОВОГО ПРИВОДУ В ТИПОВОМУ ЇЗДОВОМУ ТЕСТІ

COMPUTER SIMULATION OF MOTION OF A CITY BUS WITH DIFFERENT TYPES OF DRIVE IN TYPICAL DRIVING TEST

Олег Гула¹, Юрій Крайник²

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

²ВАТ «Український інститут автобусо-тролейбусобудування»,
вул. Персенківка, 10, м. Львів, 79026, Україна

An algorithm for computer simulation of motion of a city bus with different types of drive in typical driving test (set of the most typical paths and modes of motion) is submitted.

Оптимізація параметрів і характеристик силового приводу – класичного дизельного з гідромеханічною передачею, гібридною послідовної схеми чи електроприводу з енергоакумуляторами, відпрацювання програм автоматичного керування, зрештою, і оцінювання ефективності

конкретних рішень реалізуються на базі комп'ютерного моделювання динаміки та енергетики руху у типових умовах. Для міських автобусів – це сукупність певних найбільш характерних циклів руху, що максимально наближена до гістограм розподілу швидкості та інтенсивності руху а також довжини циклів. Останні, однак, відчутно відрізняються в ЄС, Японії, США, КНР. У колишньому СРСР теж був прийнятий відповідний ГОСТ 90806, однак, як показали проведені дослідження, він не відображає типові умови руху міських автобусів у сучасній Україні. Крім цього, задані режими роботи силового приводу (розгін тільки по зовнішній характеристиці двигуна) та рух тільки при максимально допустимому завантаженні не є типовими, становить не більше 4 – 7% від загального часу руху. Нефіксовані значення пришвидшення у фазі розгону, на противагу від інших їздових тестів, обумовлюють відчутні коливання середніх швидкостей руху порівнюваних варіантів, що вельми ускладнює їхню оцінку.

Опрацьований алгоритм моделювання – комп'ютерного розрахунку руху автобусів з різними типами силових приводів передбачає: двомірне інтерполювання режимів роботи (дизеля чи електродвигуна під задану характеристику пришвидшення чи руху зі сталою швидкістю на базі заданих числових масивів значень; розрахунок енергетики руху, включно рекуперацію енергії у фазі сповільнення, енергобаланс окремого руху з гібридним приводом, оцінювання запасу ходу для автономного електроприводу; оцінювання ефективності параметричної оптимізації схем приводу та порівняльний аналіз варіантів приводу з точки зору енергозатрат.

Практично це дозволяє визначити раціональні (з умов енергоефективності) значення номінальних потужностей тягових двигунів, дизельного чи електричного), системи «дизель-генератор» гібридного приводу, необхідну – достатню ємність акумуляторів чи суперконденсаторів.

УДК 614.843 (075.32)

НАДІЙНІСТЬ ПОЖЕЖНОЇ ТЕХНІКИ

RELIABILITY OF FIRE EQUIPMENT

Едуард Гуліда¹, Олександр Коваль²

¹Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,
вул. Клепарівська, 35, м. Львів, 79006, Україна;

²Національний університет цивільного захисту України,
вул. Чернишевська, 94, м. Харків, 61023, Україна

Based on statistical modeling of basic reliability indices were determined the probability of failure-free operation and availability of all basic structures of the system contain and extinguish the fire.

Процес успішної локалізації та гасіння пожежі на будь-якому об'єкті залежить від професійної майстерності пожежних, їх бойової готовності, мобільного керування тактикою гасіння та надійності пожежної техніки. З наведеного переліку факторів, які впливають на процес ліквідації пожежі, можна виділити найбільш впливовий – надійність пожежної техніки. Згідно із стандартом ДСТУ 2860-94 основними показниками надійності є імовірність безвідмовної роботи $R(t)$ та коефіцієнт готовності $A(t)$ кожного складового елементу та системи загалом.

Ставиться мета розглянути методологію визначення основних показників надійності пожежної техніки, з урахуванням якої забезпечується можливість якісної локалізації та гасіння пожежі. Для забезпечення виконання поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі: обґрунтувати вибір основних типів пожежної техніки з виділенням блоків надійності ліквідації пожеж на деревообробних підприємствах; визначити значення основних показників надійності конструктивних елементів кожного блоку пожежної техніки з використанням методу статистичного моделювання; розробити метод врахування основних показників надійності пожежної техніки при визначенні її необхідної кількості для ліквідації пожежі.

Для визначення основних показників надійності всіх блоків пожежної техніки скористуємося методом статистичного моделювання. Цей метод використовують для уточнення значення тривалості

напрацювання на відмову. За основу для виконання методу статистичного моделювання використовують закон розподілу Вейбулла, а саме ймовірність безвідмовної роботи

$$R(t) = \exp \left[- \left(\frac{t}{T_B} \right)^b \right], \quad (1)$$

де τ – тривалість виконання роботи елементом конструкції у часі або у циклах відповідним блоком пожежної техніки в процесі ліквідації пожежі; T_B – максимально можлива тривалість роботи елемента конструкції у часі або у циклах відповідного блока пожежної техніки до першої відмови; b – параметр форми кривої розподілу; у випадку коли $b \leq 1$, розподіл наближається до експоненціального закону; якщо $1 \leq b \leq 2$ – розподіл наближається до закону розподілу Вейбулла; у випадку коли $b > 2$ – розподіл стає близьким до нормального закону розподілу.

Використовуючи значення випадкових чисел X_i в інтервалі $[0, 1]$ і приймаючи ці значення як імовірність безвідмовної роботи $R_i(\tau)$, можна визначити значення тривалості t_i виконання роботи елементом конструкції у часі або у циклах з використанням залежності (1):

$$t_i = T_B \sqrt[b]{-\ln R_i(t)}. \quad (2)$$

Використання методу статистичного моделювання дозволило визначити імовірності безвідмовної роботи всіх конструктивних елементів всієї системи ліквідації пожежі, яка складається з трьох блоків. Найменшу імовірність безвідмовної роботи, як показали розрахунки, має другий блок, а саме автомобіль гасіння типу АЦ ($R_{B2}(\tau) = 0,915$). Результати досліджень показують, що при врахуванні надійності кількість пожежної техніки необхідно збільшувати на 16,4%.

Основним показником надійності ремонтпридатної пожежної техніки є коефіцієнт готовності, на значення якого впливає, в першу чергу, час, який витрачається на ліквідацію відмови. Для пожежної техніки значення коефіцієнта готовності коливається в межах від 0,86 до 0,99.

УДК 656.11

АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ АВТОМАТИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ДОРОЖНІМ РУХОМ ПІД ВПЛИВОМ ДОРОЖНІХ УМОВ

RELIABILITY ANALYSIS OF AUTOMATED TRAFFIC MANAGEMENT INFLUENCE OF ROAD CONDITIONS

Ігор Гуль, Юрій Ройко

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

Implementation of automated control makes it possible to streamline the movement of traffic on the road network of cities, but requires a detailed study of the movement for various weather conditions and the state of the road surface when the motion of flow changes dramatically changing as the effectiveness of the system.

У сучасних містах, де проблеми з транспортними потоками виникають досить часто, одним із дієвих методів їх розв'язання є впровадження АСУДР. Їх застосування дає можливість організувати локальний та просторовий контроль за транспортними потоками. Суть їх роботи побудована або на застосуванні жорсткого управління, або на основі адаптивного, яке ґрунтується на трьох видах алгоритмів: перемикання сигналів світлофора на основі інформації про стан перехрестя; статистичної оптимізації; випадкового пошуку з одночасним аналізом критерію ефективності.

У роботі [1] основна увага зосереджується на тому, що надійність АСУДР головним чином залежить від різкої зміни інтенсивності руху та складу потоку, який керується цією системою,

натомість у роботі [2] одним із основних критеріїв ефективності є геометричні особливості ВДМ та рельєф місцевості. У інших, зокрема [3] розглядаються особливості технічного оснащення системи на управляючих пунктах та рухомому складі транспортних засобів. Проте, всі автори зазначають, що погодні умови, видимість та психофізіологічні особливості водіїв є важливими стохастичними чинниками, які найважче врахувати під час впровадження та експлуатації АСУДР.

За результатами проведених досліджень, виконаних у центрі керування рухом міста Львова, визначено, що за зміни коефіцієнта умов від 0,85 до 1,2 загальна затримка транспортних потоків в системі управління змінюється в межах 5–30%; зміна інтенсивності руху на 100 од./год. у поперечному перерізі магістральної вулиці змінює цю затримку в межах 6% за добрих погодних умов (день, сухе чисте покриття, видимість забезпечена на 100%) та на 11–12%, коли такі умови є поганими (ожеледиця, туман, недостатнє освітлення проїзної частини). У таких умовах надійність роботи АСУДР зменшується як в умовах жорсткого управління, так і адаптивного.

Постійне вивчення умов руху, параметрів транспортних потоків, поведінки водіїв дасть можливість коректувати алгоритми систем управління на основі існуючого стану з урахуванням «досвіду» попередніх періодів, що збільшить їх надійність та ефективність.

1. Кременец Ю. А. *Технические средства организации дорожного движения : [ученик для вузов] / Ю. А. Кременец, М. П. Печерский, М.Б. Афанасьев.* – М. : Изд-ий центр «Академия», 2005. – 279 с. 2. Левашев А. Г. *Проектирование регулируемых пересечений : учеб. пособ. / А. Г. Левашев, А. Ю. Михайлов, И. М. Головных.* – Иркутск : ИрГТУ, 2007. – 216 с. 3. *Системология на транспорті. Організація дорожнього руху [Гаврилов Е. В., Дмитриченко М. Ф., Доля В. К. та ін.]; за ред. М. Ф. Дмитриченка.* – К. : Знання України, 2007. – 452 с. – (5 кн./ Гаврилов Е. В., Дмитриченко М. Ф., Доля В. К. та ін.; кн. 4).

УДК 621.1

АВТОМАТИЧНЕ КЕРУВАННЯ РОБОЧИМ ПРОЦЕСОМ БДМ З РОБОЧИМ ОБЛАДНАННЯМ МАНІПУЛЯТОРНОГО ТИПУ

AUTOMATIC CONTROL FOR CONSTRUCTION AND ROAD MACHINES OPERATION PROCESS WITH MANIPULATOR-LIKE WORKING EQUIPMENT

Олександр Гурко

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002, Україна*

The paper presents the main results of the research aimed at increasing efficiency of operation process of the construction and road machines with manipulator-like working equipment due to robust control system development.

У сучасних будівельних і дорожніх машинах (БДМ), а також машинах для лісотехнічних робіт широко використовується робоче обладнання (РО) у вигляді однієї або декількох кінематичних пар з обертальним та/або поступальним рухом. Забезпечення більш високої якості виконаних робіт, зниження їхніх термінів і собівартості досягається, з одного боку, підвищенням універсальності машин за рахунок збільшення кількості ступенів вільності РО, комбінування різних типів зчленувань, а з другого боку – посиленням вимог до якості виконуваних цими машинами робіт. Це призводить до протиріччя між фізіологічними можливостями оператора і технічними можливостями машини. Розв'язати вказане протиріччя дозволяє оснащення БДМ інтелектуальними системами автоматичного керування (САК) рухом РО, що повністю або частково виключить оператора з контуру керування РО.

У роботі запропонована теорія, спрямована на синтез інтелектуальних САК рухом РО БДМ, що враховують специфіку робочих процесів БДМ та забезпечують вибір раціональних режимів виконання робочого процесу та задану якість виконання робіт в умовах невизначеності апріорної та поточної інформації щодо координат стану РО та діючих на РО збурень.

Удосконалено метод ідентифікації координат стану РО БДМ з урахуванням взаємозв'язку конструктивних характеристик РО і в припущенні про нестохастичний характер зміни умов протікання робочого процесу за рахунок підвищення точності та обчислювальної ефективності

побудови інформаційних множин можливих станів РО шляхом використання апарату R-функцій для опису еволюції у часі інформаційних множин можливого стану, та за рахунок визначення компонентів вектору стану, що використовується при обчисленні керуючих впливів шляхом побудови множини найбільш вірогідних значень координат стану системи як сукупності точок, які геометрично рівновіддалені від границі вихідної інформаційної множини, що дозволяє наблизити роботу РО БДМ до найбільш раціонального режиму руху.

Удосконалено математичні моделі інформаційно-керуючих систем для керування робочими процесами БДМ в частині урахування у рівняннях стану факторів невизначеності, вплив яких на функціонування систем підлягає компенсації, що підвищує точність виконання робочого процесу БДМ та скорочує час робочого циклу. Запропоновано новий метод розв'язання оберненої задачі кінематики РО БДМ, який дозволяє визначити найбільш раціональні траєкторії руху приєднаних координат РО, а також їх швидкості та прискорення з метою мінімізації часу та енерговитрат, що потрібні для виконання робочого циклу.

Практична цінність одержаних запропонованих результатів в отриманні законів керування, що забезпечують зберігання координат стану та гарантують зберігання показників якості виконання робіт у заданих допустимих межах незважаючи на наявність в системі факторів невизначеності, а також у відносно невисоких вимогах до обчислювальних ресурсів.

УДК 621.833; 62.652

НАВАНТАЖЕНІСТЬ, ТОЧНІСТЬ, ЖОРСТКІСТЬ ТА ВІБРОАКТИВНІСТЬ КОЛІСНИХ РЕДУКТОРІВ ТРОЛЕЙБУСІВ

LOADING, EXACTNESS, INFLEXIBILITY AND VIBROACTIVITY WHEELED REDUCING GEARS OF TROLLEYBUSES

Сергій Гутиря, Андрій Чанчін

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

Wheel reducers are the most intense components of trolleybuses transmission. Features of modeling of vibroactivity and diagnostics of damages of multiline gearings as a part of wheel reducers are considered.

Колісні редуктори (КР) є найбільш напруженими складовими трансмісії, оскільки забезпечують високий обертовий момент на одиницю маси, широкий діапазон передатних відношень в обмеженому об'ємі, високу надійність та ККД. До появи автобусів і тролейбусів з низькою підлогою необхідність досліджень, проектування і виробництва «цільової», а не запозиченої у вантажівок конструкції відного моста з планетарними КР, диктувалася лише вимогами обмеження шуму та вібрацій. Необхідність покращання комфортності разом з підвищенням середньої швидкості пасажироперевезень, якісно змінила ситуацію. На сьогодні спеціальна портална конструкція відного моста є безальтернативною для 90 % нових моделей тролейбусів.

При дослідженні взаємозв'язку показників навантаженості, точності, жорсткості та вібрацій КР враховано наступні особливості трансмісії тролейбусів моделей ЮМЗ-Т2, МАЗ-103Т:

- тяговий електричний двигун (ТЕД) є постійно підключеним до відного моста і задіяним у процесі рекуперативного або електродинамічного гальмування;
- ТЕД допускає короточасні перевантаження, розвиває повну потужність у всьому діапазоні швидкостей, забезпечує східчасте або плавне регулювання гальмівного моменту практично до максимального значення відного моменту.

За результатами досліджень навантажувальних режимів трансмісії встановлено:

- наявність значної кількості гальмувань двигуном (40...45 % за часом), коли ТЕД працює у веденому режимі, а трансмісія навантажена від'ємним обертовим моментом;
- значно більші амплітуди вимушених коливань довгої півосі відного моста тролейбуса МАЗ-103Т у порівнянні з короткою (у 1,5...2 рази) через відмінність крутильних жорсткостей, а також умов навантаження півосей при маневруванні;

– стрибки обертового моменту до рівня $(3...4) \cdot T_{\max}$ у результаті дії «крутильного удару», спричиненого збоєм системи керування двигуном при подоланні дорожніх перешкод.

Проблема діагностики технічного стану КР є актуальною через широкий спектр ушкоджень, спричинених важким режимом експлуатації. Встановлено, що максимум вібраційної активності КР відповідає перехідним режимам руху тролейбусів, а однією з найбільш ушкоджуваних деталей КР є епіцикл. Аналіз динаміки КР ускладнюється їхньою багатопоточністю та зниженою жорсткістю ободу епіцикла задля більш рівномірного розподілу навантаження між сателітами. На перехідних режимах руху прямозубі передачі у складі КР обґрунтовано приймати «точними при навантаженні», а при русі зі сталою швидкістю – «неточними». Косозубі передачі у складі переборних КР обґрунтовано моделювати як «точні», незалежно від режимів руху тролейбусу.

За результатами моделювання отримано функцію зведеної жорсткості епіциклу у складі КР типів *Raba 118/76* і *518/77*, що враховує пружні деформації зубців і обода під дією експлуатаційних навантажень. За наявності тріщини на ободі зведена жорсткість різко зменшуються (до 10 разів), а момент входу зубців у зачеплення супроводжується ударом, що сприяє виникненню параметричного резонансу в умовах відривних віброударних режимів коливань. Амплітуда ударного імпульсу пропорційна розмірам тріщини, а частота заповнення імпульсу відповідає власній частоті епіциклу.

УДК 629.5.01

ПРОЕКТИ ПЕРСПЕКТИВНИХ БАРЖЕ-БУКСИРНИХ СОСТАВІВ І СОСТАВНИХ СУДЕН РІЧКОВОГО І ЗМІШАНОГО РІКА-МОРЕ ПЛАВАННЯ ДЛЯ УКРАЇНИ

PERSPECTIVE PROJECTS OF TUG-BARGE COMBINATIONS AND COMBINED VESSELS OF RIVER AND RIVER-SEA NAVIGATION FOR UKRAINE

Олександр Єгоров

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

The analysis of Dnipro freight traffics for the last years which allows to make conclusions about fast growth of river freight traffics volumes is executed. The analysis of existing fleet shows necessity of building of modern highly effective tug-barge combinations and combined vessels of «Dnipro-max» class fleet with maximal carrying capacity. The basic projects of «Dnipro-max» class vessels are resulted.

Обсяги річкових вантажоперевезень на Дніпрі зросли на 40 – 50 % у 2014 році порівняно з 2013 роком і склали приблизно 5,5 млн. тонн. Основним перевезеним вантажем було зерно (4 млн. тонн). Такий зріст перевезень пояснюється збільшенням тарифів на перевезення альтернативними видами транспорту – залізничним і автомобільним.

Прогнозується подальший зріст обсягів річкових вантажоперевезень. Позитивні тенденції зацікавили вітчизняних судновласників і вантажовласників, у першу чергу, зернотрейдерів. Спостерігається підвищений попит на сучасні високоефективні самохідні судна й барже-буксирні состави великої вантажопідйомності. Як показали проведені раніше дослідження, існуючий флот суден внутрішнього й змішаного ріка – море плавання не в змозі повною мірою задовольнити підвищений попит на перевезення через технічне й моральне старіння. Наприклад, існуючі судна на робочу осадку 3,2 м на Дніпрі вище Дніпродзержинська перевозять партію вантажу не більше 3000 – 3500 т.

У результаті виконаних досліджень були отримані параметри составних суден, які відповідають максимально можливим габаритам судноплавних шляхів, з урахуванням вимог міцності корпусів, надійності зчїпних пристроїв і керованості в стиснутих умовах підхідних каналів шлюзів і радіусів повороту судового ходу. При цьому вантажопідйомність нових концептів перевищує існуючі в три – чотири рази.

Головні розмірення й показники дедвейту наведено в табл. 1.

Головні розмірення й показники дедвейту

Параметр	Головні розмірення й показники дедвейту барже-буксирних составів і составних суден «Дніпро-макс» класу		
	RSD67+RDB67	RSD64+RDB64	CP1003.2+CP1003.3
Тип составу	Составне судно, яке складається з самохідного судна-штовхача й баржи-приставки	Конверсійне составне судно, яке складається з самохідного судна-штовхача й баржи з можливістю окремої експлуатації баржи з існуючими на Дніпрі буксирами-штовхачами	Барже-буксирний состав, призначений для експлуатації по моделі «вертушка», складається з буксира-штовхача з «морським» зчепом і баржи з характерним кормовим рецесом
Довжина габаритна, м	257,5	245,5	141,0
Ширина габаритна, м	17,2	17,2	17,2
Осадка по КВЛ, м	3,2	4,0	3,2
Сумарний дедвейт при осадках 3,2 / 3,4 / 3,6 м в річці, т (приблизно)	9456 / 10312 / 11167	8402 / 9184 / 9967, при роботі двох барж пр. RDB64 зі штовхачем пр. Н3291: 8520 / 9250 / 9962	4760 / 5130 / 5507

УДК 656.027

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ТРАНСПОРТНИХ ПОСЛУГ ШЛЯХОМ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ЕЛЕКТРОТРАНСПОРТУ В СЕРЕДОВИЩІ PTV VISUM

TRANSPORT SERVICES QUALITY IMPROVEMENT BY PTV VISUM SIMULATION OF ELECTRIC TRANSPORT MOTION

Микола Жук, Ольга Кушпета

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

The paper proposes the improvemen of quality of transport services by electric modeling of electric traffic and pedestrian flows by PTV Visum, which provides a sufficiently accurate and high-quality motion model, taking into account existing correspondence of trips.

Збільшення міст призводять до збільшення кількості і дальності пересувань, ускладнюючи проблему в перевезеннях. Розв'язання цієї проблеми полягає вже не тільки в збільшенні кількості рухомого складу, але й у покращанні якісних показників перевізного процесу.

Показник якості транспортних послуг визначає ринкову привабливість того або іншого маршруту міського електротранспорту. Тому якість надання послуг пасажиром є пріоритетним напрямком при організації їх транспортного обслуговування. Пошук найбільш прийняттого організаційного рішення щодо підвищення ефективності функціонування міського електричного транспорту дозволить скоротити витрати часу пасажирів на пересування. Відомо, що такі показники, як коефіцієнт заповнення салону ТЗ, витрати часу пасажирів на пересування об'єктивно впливають на функціональний стан пасажирів, що призводить до зниження якості послуг.

З урахуванням особливостей міських маршрутів електротранспорту, можна стверджувати, що головна проблема функціонування маршрутів полягає у раціональному розподілі засобів транспорту у «час-пік», коли попит на перевезення перевищує пропозицію. У зв'язку з цим виникає потреба у збільшенні обсягу послуг, пред'являються особливі вимоги до рухомого складу, зростає потреба в підвищенні регулярності руху транспорту. Час затрачений на поїздку, є одним із критеріїв оцінки якості транспортного обслуговування.

Для підвищення якості обслуговування необхідно збільшувати швидкість перевезення. Цього можна досягти підвищенням технічної швидкості, а також зниженням часу очікування транспорту за рахунок зменшення інтервалів руху. Вирішення задач щодо раціональної організації роботи трамваїв на маршрутах без використання сучасних методів математичного моделювання вже не може вважатися достатнім.

Розробка режиму та інтервалів руху трамвайних вагонів існуючою транспортною мережею полягає у великій кількості можливих варіантів, що зумовлює необхідність оцінки прийнятих рішень на основі досить точних транспортних моделей. Оцінку таких транспортних моделей руху електротранспорту можна провести в програмному середовищі PTV VISUM. Програмне середовище VISUM представляє собою макрорівень моделювання транспортних потоків. Вихідними даними моделювання є такі параметри як первинні показники транспортних потоків, детальна схема мережі електротранспорту міста, транспортні блоки, чисельність населення тощо. Тому моделювання руху системи електротранспорту дозволяє отримати достатньо точні та якісні моделі функціонування електротранспорту міст, особливо у відношенні транспортної пропозиції. Отримані результати дають можливість підвищити ефективність функціонування міського електротранспорту, що дозволить скоротити витрати часу пасажирів на пересування, а також знизити транспортну стомлюваність за рахунок моделювання розкладу руху з мінімальною тривалістю очікування транспорту.

УДК 621.43.016.4(031)

ВПЛИВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЧИННИКІВ НА ПАРАМЕТРИЧНУ НАДІЙНІСТЬ ГАЛЬМІВНОЇ СИСТЕМИ АВТОМОБІЛІВ

INFLUENCE OF TECHNOLOGICAL FACTORS ON SELF-REACTANCE RELIABILITY OF THE BRAKE SYSTEM OF CARS

Ігор Захара¹, Олег Клипко², Микола Осташок²

¹Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу,
бул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна, e-mail: technik@e-mail.ua;

²Національний університет «Львівська політехніка»,
бул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна, e-mail: 0675932041k@gmail.com

The thermal model of disk brake is considered. Influence of change of thermophysical parameters of ceramet protective straps on their temperature condition as a result of technological factors is investigational on this model. It in future will influence on efficiency of brakes and self-reactance reliability of the brake system of car.

До важливих завдань у галузі вдосконалення гальмівних систем автомобілів слід віднести підвищення їхньої параметричної надійності, під якою розуміють властивість системи зберігати значення вихідної координати автомобіля в заданих межах у процесі його руху. При цьому розглядаються такі зміни координати, які викликані відхиленнями параметрів елементів від номінальних значень. Останні залежать від великої кількості чинників, що діють у процесі виробництва елементів, їх зберігання та експлуатації. Деякі з цих впливів розглядають як детерміновані, а інші як випадкові. З огляду на це можна виділити наступні види відхилення: технологічні або виробничі відхилення; незворотні відхилення, що виникають внаслідок старіння або зношування елементів; відхилення, що виникають під дією зовнішніх умов.

Недосконалість технології виробництва елементів зумовлює технологічні відхилення, що представляють собою суми координатних похибок, кожна з яких утворюється внаслідок дії деякої кількості систематичних та випадкових чинників. Статистичні дані показують, що технологічні відхилення параметрів зазвичай мають нормальний закон розподілу. Оцінити виробничі похибки можна за величиною технологічного допуску, межі якого для металокерамічних накладок на залізній основі складають для питомої теплоємності $0,5-0,84 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$, а для теплопровідності – $19-27 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{град})$ [1].

Наведені вище межі теплофізичних параметрів були закладені у тривимірну теплову модель [2] передніх дискових гальм автобуса А-172 для порівняння їхніх температурних режимів під час випробувань II як найбільш енергонавантажених. У результаті дослідження виявлено, що температури поверхонь тертя гальм різняться на 13 – 14 %, а температурні градієнти в накладці для нижньої межі становлять 1,28 С/мм, а для верхньої – 0,79 С/мм.

У доповіді показано, як виявлена різниця температурних режимів вплине на коефіцієнт ефективності гальмових механізмів та параметричну надійність гальмівної системи автомобіля.

1. *Металлические порошки и порошковые материалы: справочник: Электронная библиотека / Б. Н. Бабич [и др.]; под ред. Ю. В. Левинского. – М.: ЭКОМЕТ, 2005. – 520 с.* 2. *Гудз Г. С. Методика комп'ютерного моделювання тримерних температурних полів в дискових тормозах / Г. С. Гудз, М. М. Остащук, А. Г. Тарапон // Зб. наукових праць Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ. – К, 2002. – Вып. 16. – С. 95 – 99.*

УДК 629. 083

ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМ ГОЛОВНОГО ОСВІТЛЕННЯ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

OPERATING EFFICIENCY OF THE MAIN LIGHTING VEHICLES

Роман Качмар, Роман Жук

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

The analysis of the structure and the principle of general lighting systems for motor vehicles literary sources. The influence of the main operational factors on the efficiency of general lighting using the experimental setup. Based on these results conclusions relative changes in the effectiveness of the main light car.

В умовах експлуатації недостатньо уваги присвячено правильному підбору джерела світла та впливу основних експлуатаційних чинників на ефективність роботи системи головного освітлення АТЗ. Водії підбирають тип джерела світла орієнтуючись на інформацію виробника, самовільно встановлюють додаткові елементи на фари чи навіть переобладнують на інший тип лампи, що істотно змінює характеристики фар головного світла.

Правила ЄЕК ООН регламентують загальні технічні характеристики, позначення, випробування приладів системи освітлення для їх офіційного затвердження і можливості використання на АТЗ. Для фар головного освітлення передбачено визначення рівня освітленості дороги ближнім та дальнім світлом шляхом вимірювання величини освітленості у точках спеціального екрану, що представляє собою перспективне зображення двосмугової дороги, розташованого на відстані 25 м від фари і порівняння отриманих результатів з допустимими значеннями.

Для проведення досліджень у лабораторних умовах вимірювальний екран надруковано у масштабі 1:3,4 і розташовано на відстані 7,355 м перед фарою. Рівень освітленості в усіх точках перераховано відповідно до масштабу екрану та відстані від фари за законом зворотних квадратів: при віддаленні джерела світла від освітлюваної поверхні її освітленість зменшується обернено пропорційно квадрату відстані.

Для визначення ефективності системи головного освітлення АТЗ досліджується залежність рівня освітленості дороги від таких чинників: напруги в системі живлення – освітленість вимірюється при напругах живлення 12, 13,2 і 14 В; забрудненості поверхні розсіювача – освітленість вимірюється при чистій, мокрій і забрудненій поверхнях; типу джерела світла у фарі – освітленість вимірюється при використанні галогенних ламп розжарювання з різними характеристиками і ксенонової газорозрядної лампи.

Для досліджень використано фару автомобіля Chevrolet Aveo, призначену для галогенних двониткових ламп розжарювання (H4), та 6 варіантів джерел світла.

При підвищенні напруги живлення на 1 В рівень освітленості лампою OSRAM у точках

вимірювання збільшується в 1,1 – 1,5 рази, лампою OSRAM +30% – в 1,2 – 2 рази. При цьому перевищується допустимий рівень освітленості в точках засліплення водіїв зустрічних і попутних АТЗ, зменшується термін експлуатації лампи розжарювання. Краплі води на поверхні розсіювача фари діють як додаткові лінзи, а забруднення, крім цього, як додаткова перешкода на шляху поширення світлового потоку. Це призводить до зменшення чіткості світлотіньової межі, збільшення розсіювання світлового потоку та рівня засліплення водіїв зустрічних (у 6 – 10 разів) і попутних АТЗ (у 3 – 6 разів). Галогенні лампи розжарювання з підвищеним світловим потоком забезпечують більший рівень освітленості в усіх точках порівняно зі звичайною лампою, але при цьому перевищуються допустимі значення у точках засліплення водіїв інших АТЗ у 2 – 3 рази (рис. 1).



Рис. 1. Світлорозподіл ближнього світла ламп розжарювання Osram +30% 60/55 (а) і Pulso 60/55 (б)

Підвищення потужності лампи призводить до значного збільшення рівня освітленості в усіх точках, при цьому засліплення водіїв інших АТЗ перевищено у 3 – 4 рази. Підвищене тепловиділення негативно впливає на стан фари і системи живлення.

Лампи без офіційного затвердження не забезпечують правильну світлотіньову межу, що призводить до перевищення допустимого рівня засліплення водіїв інших АТЗ у 12 – 18 разів.

УДК 621.863

ВПЛИВ ДОРОЖНЬОГО ПОКРИТТЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШИН АВТОМОБІЛІВ НА ЇХНІ ШУМОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

THE INFLUENCE OF ROAD SURFACES AND TIRE PERFORMANCE CHARACTERISTICS CARS ON THEIR NOISE PERFORMANCE

Роман Качмар, Юрій Сярий

Національний університет «Львівська політехніка»,
вул. С. Бандери, 12, м. Львів, 79013, Україна;
ВСП «Львівський автомобільно-дорожній коледж» НУ «Львівська політехніка»,
вул. Личаківська, 2, м. Львів, 79000, Україна

Considered study the performance properties of tires other researchers. The results of their work to compare and rationale for the research. The method of measuring the noise characteristics of individual tires for a given mode. Calculated the difference in noise performance tires car wheels depending on the value of the mines tire pressure, tire type and the type of road surface.

Для формування рекомендацій щодо зниження рівня шумового навантаження автотранспортних потоків на дорогах України та зменшення екологічного рівня забруднення міст України, проведено дослідження впливу тиску в шинах, типу та стану дорожнього покриття і експлуатаційних параметрів шин на їхні шумові характеристики.

Під час проведення дорожніх досліджень використано шумомір ВШВ 003, який був встановлений на автомобілі Citroen XM. Для проведення дорожніх досліджень розроблено методику:

на автомобіль монтується штанга для встановлення мікрофона, яка кріпиться на вакуумних затискачах. Таке пристосування є дуже маневреним, оскільки всі його з'єднання є шарнірними, що дає можливість його монтувати практично на всіх легкових автомобілях та біля будь якого колеса; мікрофон виставляється на штанзі за заданими параметрами: відстань до боковини колеса 20 см; до поверхні дороги – 10 см; до передньої частини плями контакту шини за напрямом руху – 15 см і під кутом 45°; випробування проходять на автодромах або дорогах загального користування; під час випробувань змінюються типи дорожнього покриття, на яких вони проходять, а також типи шин та їхні експлуатаційні показники (тиск, висота протектора); відеокамера повинна бути постійно увімкнута в режимі запису, щоб зафіксувати показники швидкості з GPS навігатора та величину рівня шуму з шумоміра; отримані показники записуються з відеозапису в таблиці.

Дослідження проводились на трьох типах дорожнього покриття: асфальтобетон, асфальт, кам'яна бруківка. Ті самі ділянки тестувались також у місцях з дефектами дорожнього полотна.

Випробування проходило за відсутності інших транспортних засобів, на прогрітих шинах, при однакових умовах руху, але зі зміною параметрів, які досліджувались. Тестовий автомобіль розганявся до заданої швидкості, коробка передач перемикалася в нейтральне положення і далі автомобіль рухався накатом поки не зупинявся. При цьому фіксувалася величина шуму, створюваного шинами, залежно від швидкості руху.

Для досліджень шумових характеристик взято шини двох основних типів – зимові та літні. Шини однакові за розмірами, одного цінового класу та з однаковою величиною зносу протектора. Крім зміни типів та стану дорожнього покриття та типів шин змінювалася також величина тиску в шинах. Як показав аналіз існуючих випробувань шумових характеристик шин, цей експлуатаційний показник істотно впливає на величину створюваного ними шуму.

За результатами випробувань побудовані графіки зміни величини шуму випромінюваного шиною при різних швидкостях руху зі зміною типів дорожнього покриття, типів шин та тиску в них.

Опрацювавши результати експериментів було виділено залежності, які впливають на величину шуму, утвореного автомобільними шинами. Зокрема, зі зміною типу дорожнього покриття шум шин зростає в межах 1 – 8 дБА. З трьох покриттів, на яких проходили випробування, найвищий рівень шуму спостерігався на дорозі з бруківкою, він на 5 – 8 дБА вищий, ніж на дорозі з асфальтобетонним покриттям, та на 1 – 3 дБА вищий порівняно з дорогою з асфальтованим покриттям.

УДК 62-758.34/36:621.438:621.1.016.4.001.57:519.6

ЧИСЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ ОБЛАДНАННЯ СИЛОВОГО БЛОКА ТУРБОКОМПРЕСОРНОГО АГРЕГАТА ЗА НАЯВНОСТІ ТЕПЛОВОЇ ІЗОЛЯЦІЇ ГАРЯЧИХ ВУЗЛІВ

NUMERIC RESEARCH OF THE TURBOCOMPRESSOR UNIT POWER BLOCK EQUIPMENT HEAT
REGIME IN THE PRESENCE OF HOT COMPONENTS HEAT INSULATION

Олена Кирилаш, Володимир Костюк

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

Some problems of fire-, explosion safety and acceptable heat regime support of the turbocompressor unit power block equipment are considered. Numerical calculation of the power block equipment heat state under the gas-turbine case covering by heat-insulating mats is performed. Simulation results have shown essential decrease of the temperatures of the gas-turbine case external surface and other power block equipment under low reduction of efficiency and gas-turbine power due to its hot components heat insulation.

На блочно-комплектних компресорних станціях газової та нафтової промисловості використовуються турбокомпресорні агрегати (ТКА) з конвертованими газотурбінними двигунами (ГТД), що входять до складу силового блока (БС). Такі ГТД під час роботи сильно нагріваються. Однією з причин пожежі (вибуху) ТКА може бути займання паливного газу чи мастила при контакті з

гарячими поверхнями корпусу ГТД. Теплове випромінювання поверхонь корпусу ГТД може також призводити до перегріву обладнання БС. Вибухопередження й охолодження обладнання здійснюється вентиляцією БС. Автори пропонують зменшити роль ГТД як джерела запалювання і тепловиділення, вкривши його корпус теплоізоляційними матами, внаслідок чого знизити потужність вентиляторів, що подають повітря в БС. Зовнішня теплова ізоляція товстостінних корпусів парових турбін і ГТД промислового типу широко застосовується, але про її використання для конвертованих ГТД с тонкостінними корпусами авторам невідомо.

У рамках узагальненої математичної моделі теплового стану БС була сформульована і чисельно розв'язана задача про в'язку квазістаціонарну тривимірну турбулентну течію двох середовищ – повітря і вихлопних газів, – в проточних частинах БС і газовідвідного пристрою відповідно, відділених одна від одної і навколишнього середовища непроникними стінками, з урахуванням радіаційно-конвективного теплообміну і теплопровідності через стінки з використанням теплової моделі корпусу ГТД. Досліджено два варіанти корпусів ГТД: існуючий металевий і запропонований двошаровий – вкритий, починаючи з компресора високого тиску, матами з супертонкого базальтового волокна. Товщини матів розраховувались, виходячи з максимально припустимої температури поверхні корпусу ГТД 300 °С, вище за яку відбувається займання парів мінеральних мастил, і склали 5 ... 40 мм. Числові розрахунки показали, що максимальна температура зовнішньої поверхні корпусу ГТД без ізоляції складає біля 570 °С, що близько до даних термометрії. Максимальна температура зовнішньої поверхні матів, у разі їх укладення на корпусі ГТД, складе 190 °С. Це зменшить температуру іншого обладнання БС на 15 ... 50 °С. При цьому температура розташованого під матами корпусу неохолоджуваної силової турбіни зросте до 610 °С. Це спричинить його додаткове теплове розширення зі збільшенням відносних радіальних зазорів між робочими лопатками і внутрішньою поверхнею корпусу приблизно на 0,25 %, що призведе до зменшення її ККД не більше, ніж на 0,5 %, і потужності ГТД не більше, ніж на 2 %. Для забезпечення можливості укриття корпусів конвертованих ГТД теплоізоляційними матами може бути потрібна модифікація їхніх трубопровідної та кабельної обв'язки.

УДК 629.3.018.7

ВПЛИВ ЗМІНИ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТОРСІОННОЇ ПІДВІСКИ НА ПЛАВНІСТЬ ХОДУ АВТОМОБІЛЯ

IMPACT ANALYSIS OF TORSION SUSPENSION DESIGN PARAMETERS CHANGES ON MOTION SMOOTHNESS OF VEHICLE

Богдан Кіндрацький, Мирослав Наум

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

Simulation of oscillating vehicle with torsion bar suspension for four different profile of the road carried out. Established patterns of influence the suspension stiffness and coefficient of energy dissipation in the shock absorber on the magnitude of displacement, velocity and acceleration of vehicle for different modes of motion. Made recommendations how to increase the vehicles smoothness.

Підвіска сучасного автомобіля – це компроміс між керованістю, стійкістю і комфортом. Жорстка підвіска забезпечує мінімальні крени, а, отже, кращу керованість і стійкість автомобіля. М'яка підвіска забезпечує високу плавність ходу, але при маневруванні призводить до «розгойдування» автомобіля, погіршення його керованості та стійкості. Для покращання властивостей підвісок застосовують системи керування жорсткістю пружних елементів і розсіюванням енергії коливань в амортизаторі – надають підвіскам адаптивних властивостей. Це дає змогу забезпечити потрібні плавність ходу, стійкість і керованість автомобіля за різних умов руху: зміна маси автомобіля, виду покриття і профілю дороги.

З метою проведення аналізу впливу конструктивних параметрів підвіски і профілю дороги на плавність ходу автомобіля нами побудовані двомасна динамічна і математична моделі автомобіля

Volkswagen Transporer T4, оснащеного торсіонною підвіскою, на основі якої розроблені стимуляційні моделі в середовищі MatLab-Simulink. Проведено симулювання коливань непідресореної і підресореної мас автомобіля для чотирьох типових для таких випробувань законів зміни профілю дороги, зокрема: синусоїдального, імпульсного, стрибкоподібного і перешкоди довільного профілю.

Моделювання руху автомобіля по бруківці з вибоями здійснено за таких вихідних даних: середня квадратична висота нерівностей – $2,9 \cdot 10^{-2}$ м, частота збурення – $6,78 \text{ с}^{-1}$ і $5,1 \text{ с}^{-1}$, підресорена маса автомобіля, що припадає на одне колесо $m_2=600$ кг, жорсткість підвіски $c_2=15602$ Н/м, непідресорена маса $m_1=45$ кг, жорсткість шини $c_1=190000$ Н/м, коефіцієнт розсіювання енергії в шині автомобіля $\beta_1=4$ Н·с/м, коефіцієнти розсіювання енергії в амортизаторі $\beta_2=3000$ Н·с/м та $\beta_2=300$ Н·с/м. Оцінювання плавності ходу автомобіля під час його руху по бруківці проводилося за таких параметрів збурення зі сторони дороги: амплітуда – 0,013 м, період коливань – 1 с, ширина імпульсів – 5% від періоду коливань. Дослідження проводилися в до- і зарезонансному режимах збурення підресореної і непідресореної мас. Аналіз руху автомобіля через задану довільну перешкоду здійснювався за таких значень параметрів кінематичного збурення: перешкода загальною довжиною 0,6 м складається з похилого підйому під кутом 30° , довжина підйому 0,4 м, в кінці підйому перешкода висотою 0,2 м і довжиною 0,2 м, після цього – раптове падіння колеса з висоти 0,4 м. Аналогічні дослідження проведені для режиму подолання автомобілем перешкоди заданої висоти – наїзді колесом на бордюр.

У результаті аналізу встановлено закономірності впливу жорсткості підвіски і коефіцієнта розсіювання енергії в амортизаторі на величину переміщення, швидкості і пришвидшення підресорених і непідресореної мас автомобіля за різних режимів руху по поверхні дороги. Зроблені рекомендації щодо підвищення плавності ходу автомобіля Volkswagen Transporer T4, зменшення вібронавантаження на кузов і водія.

УДК 629.413 – 592.112

ЕНЕРГОНАВАНТАЖЕНІСТЬ ТРИБОСПРЯЖЕННЯ «ДИСК – НАКЛАДКА КОЛОДКИ» ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЇВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

THE TRIBOCONJUGATION ENERGYLOADING OF “DISK-SHOE PAD” OF VEHICLE BRAKING DEVICES

Мирослав Кіндрачук¹, Дмитро Журавлев², Олександр Журавлев³

¹Національний авіаційний університет,
просп. Космонавта Комарова, 1, м. Київ, 03058, Україна;

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

³Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007, Україна

The paper examines the energyloading of friction pairs of the vehicle disk-shoe brake and defines the ways of its reduction.

Наявність високих температур і температурних градієнтів на поверхнях металевих і неметалевих фрикційних елементів, а також по їх товщині у важконавантажених вузлах тертя дисково-колодкових гальм автотранспортних засобів призводить до негативної зміни зносо-фрикційних властивостей матеріалів їх пар тертя. У них відбуваються структурні перетворення, інтенсифікуються процеси теплообміну, зносу і руйнування поверхневих шарів поверхонь тертя. Ці процеси обумовлені контактним-імпульсною взаємодією пари тертя, що супроводжуються виникненням електричних і теплових струмів, зростанням поверхневих і об'ємних температур і їх градієнтів, які викликають значні термічні напруження в матеріалах фрикційних елементів гальмівних пристроїв, особливо у гальмівних дисках.

Зроблена оцінка енергонавантажених дисково-колодкових гальм автобуса А-172 на гальмівних режимах типу I і II згідно з нормами ефективності ЄЕК ООН (Європейської економічної

комісії при Організації Об'єднаних Націй). Досліджено два конструктивні варіанти дисків: суцільний і самовентильюючий (які мають канали). Матеріали пари тертя: сірий чавун СЧ 15 і фрикційний матеріал ФК-24А.

У результаті досліджень енергонавантажності дисково-колодкового гальма встановлено наступне: поверхневі температури при циклічному навантаженні (тип I) пар тертя досягали допустимої температури для матеріалу фрикційних накладок, вони на 10...15% перевищували температури поверхонь тертя при тривалому навантаженні (тип II); при використанні самовентильюючих гальмівних дисків поверхнева температура пар тертя не перевищувала допустиму для матеріалів фрикційних накладок.

З урахуванням рівня енергонавантажності пар тертя дисково-колодкового гальма оцінена інтенсивність теплообмінних процесів, присутніх при електротермомеханічному терті. Встановлено, що виконання каналів в гальмівному диску дозволяє збільшити його поверхню теплообміну в 3,5...4,0 рази в порівнянні з суцільним диском. Показано, за яких умов можливий термостабілізаційний стан суцільного та самовентильюючого дисків при їх тепловій взаємодії з фланцями.

Встановлений рівень енергонавантажності пар тертя дисково-колодкового гальма з різними типами гальмівних дисків надалі буде враховуватися при визначенні їхніх термопружних характеристик.

УДК 614.846.6

МОЖЛИВІ ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РЯТУВАЛЬНИХ АВТОМОБІЛІВ В УМОВАХ ЛІКВІДАЦІЇ НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЙ

POSSIBLE WAYS TO INCREASE EFFICIENCY TECHNICAL MANUAL RESCUE VEHICLES IN DISASTER SITUATIONS

Роман Коваленко¹, Ігор Цюлковський²

¹Національний університет цивільного захисту України,
вул. Чернишевська, 94, м. Харків, 61023, Україна;

²ГУ ДСНС України у Львівській області
вул. Підвальна, 6, м. Львів, 679008, Україна

In a metropolis problem timely arrival of fire-rescue units to the challenge and exacerbated the technical operation of fire and rescue vehicles in disaster situations. It is suggested by the use of mathematical statistics, GIS technology and Peltier thermoelectric modules partially solve this problem.

Останнім часом, у зв'язку з високими темпами будівництва, стрімко розростаються і оновлюються міста, також щороку збільшується кількість автомобілів на дорогах, що, у свою чергу, приводить до збільшення інтенсивності руху транспорту. Як наслідок, збільшується час прямування рятувальних підрозділів на виклик та загострюється проблема технічної експлуатації рятувальних автомобілів в умовах ліквідації надзвичайних ситуацій у межах міста.

Для вирішення цієї проблеми пропонується за допомогою методів математичної статистики визначити місця виникнення ймовірних надзвичайних ситуацій та користуючись геоінформаційними технологіями (ГІС-технологіями) надати рекомендації щодо кількісного та якісного складу і місць розміщення сил та засобів, прокласти можливі маршрути прямування до місць ліквідації надзвичайних ситуацій з врахуванням питання забезпечення заданого рівня технічної експлуатації пожежно-рятувальних автомобілів.

Крім цього, розглядаючи структуру втрат енергії в автомобіль, можна спостерігати, що майже 23% її втрачається при випуску відпрацьованих газів, даний показник є досить значним, тому вирішення питання ефективного використання пального та енергоозбросності пожежно-рятувального автомобіля є важливим і актуальним, враховуючи ціни на паливо-мастильні матеріали. Вирішити частково вищеназану проблему можна за рахунок встановлення термоелектричних модулів на систему випуску відпрацьованих газів пожежно-рятувального автомобіля. Таке технічне рішення дозволить за рахунок резервування надійності роботи автомобільного генератора скоротити

ймовірність його відмови, що, у свою чергу, підвищить надійність електрообладнання рятувальних автомобілів.

У принцип роботи термоелектричних модулів Пельтьє покладено ефект Зеебека, який полягає у виникненні електрорушійної сили між двома контактами різних провідників, які перебувають при різній температурі.

Нагрівання термоелектричного модуля пропонується здійснювати від системи випуску відпрацьованих газів пожежно-рятувального автомобіля, а охолодження – від водяної системи охолодження автомобіля, температура рідини в якій близька до $+100^{\circ}\text{C}$, тим самим забезпечується перепад температури в $+50^{\circ}\text{C}$, що є умовою, яку необхідно виконувати задля оптимальної роботи термоелектричного модуля Пельтьє. Звичайно при збільшенні різниці температур коефіцієнт корисної дії (ККД) тільки зростає. Можливим є також варіант охолодження термоелектричного модуля за допомогою води, яку перекачує насос пожежного автомобіля з вододжерела до місця гасіння пожежі, використання такої схеми навіть підвищує продуктивність установки, тому що вода з вододжерела має температуру нижчу ніж температура навколишнього середовища.

УДК 539.3:629.3.027.52

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОГЕНЕРАЦІЇ В ЕЛЕМЕНТАХ ПНЕВМАТИЧНИХ ШИН ПІД ЧАС ЇЇ ЦИКЛІЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ

INVESTIGATION OF HEAT GENERATION PROCESS IN PNEUMATIC TIRE DURING ITS CYCLIC DEFORMATION

Олексій Ларін, Юлія Петрова

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

The paper deals with investigation of temperature balance of tire during stationary rolling. The heat generation value have been obtained via integration of deformation cycles for each point of model. Appropriate cycles of deformation have been calculated for tire under external loads in contact with a road on the basis of multiple three-dimensional FE sub-modeling. The model considers physical and geometric nonlinearity of materials.

У сучасному машинобудуванні, зокрема і в транспортному, широко застосовуються еластомерні матеріали. Розповсюдженими є гумові елементи конструкцій та гумовокордні композити. Аналіз характеристик цих елементів є важливою частиною дослідження працездатності в цілому усієї машини чи механізму. Слід відмітити, що динамічне та/або циклічне деформування цих елементів є характерним в експлуатації і пов'язане з двома явищами: накопиченням втоми та теплоутворенням. Останнє потребує особливої уваги, оскільки процес теплоутворення призводить до самонагріву. Підвищення температури еластомерів, у свою чергу, здатне помітно змінити властивості матеріалу: пружні та жорсткісні.

У даній роботі проводиться дослідження процесу теплоутворення в пневматичній шині легкового автомобіля під час її стаціонарного кочення. Так, пневматична шина є важливим елементом ТЗ, жорсткісні характеристики якої істотно впливають на плавність ходу, керованість, стійкість руху тощо. А показники надійності, у свою чергу, є важливою складовою безвідмовної роботи в цілому.

У процесі експлуатації в пневматичних шинах відбувається самонагрів внутрішніх елементів, при цьому в окремих точках температура може підвищуватись на 80°C і вище на різних режимах навантаження [1]. За таких значень температури істотно змінюються характеристики гуми і гумокордних композитів усередині шини. Слід відмітити, що, внаслідок наявності складного деформованого стану, криволінійної геометрії та багаточислової структури, температурне поле є суттєво неоднорідним, що, в свою чергу, призводить до зміни НДС шини, сприяє зародженню та розвитку внутрішніх дефектів тощо. Таким чином, актуальною задачею є дослідження процесів

температурного розподілу в шині, які визначаються в ході розв'язування задачі теплопровідності, та на базі циклів зміни НДС. Тому важливо попередньо отримати достовірні дані про цикли деформованого стану.

У цій роботі представлені дослідження встановлення температурного балансу в шині під час стаціонарного кочення. Для цього попередньо у кожній точці моделі було розраховано розмір теплоутворення шляхом інтегрування циклів деформації. Необхідні цикли були розраховані для шини під дією зовнішніх навантажень у контакті з дорогою на основі тривимірного багатомасштабного SE субмоделювання [2], з урахуванням фізичної та геометричної нелінійності матеріалів.

1. J.R. Cho, *Numerical estimation of rolling resistance and temperature distribution of 3-D periodic patterned tire* / Cho J.R., Lee H.W., Jenog W.B. Jeong, K.M., Kim K.W. // *International journal of solids and structures* № 50 – 2013. – С. 86-96. 2. Ю.А Петрова, *Визначення циклів напружень елементів пневматичної шини з використанням процедури субмоделювання* / Петрова Ю.А, Ларін О.О // *Вісник НТУ «ХПІ», №57, серія: динаміка і міцність машин.*- Харків: НТУ «ХПІ», 2014.- С. 37-49.

УДК 629.3

ОБҐРУНТУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ЕЛЕКТРОМОБІЛІВ НА ТУРИСТИЧНИХ МАРШРУТАХ

GROUND EFFICIENCY OF THE ELECTRIC TOURIST ROUTES

Роман Літвін

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

A comparative analysis of the efficiency of electric vehicles on tourist routes and proved the feasibility and promise of such measures.

Вичерпність та непоновлюваність нафтових запасів (залишилось на 50 – 60 років), постійне підвищення цін на паливо, значні витрати на технічне обслуговування та ремонт, щорічне погіршення екологічної ситуації, особливо в умовах міських агломерацій (90% всіх забруднень великих міст припадає на автомобільний транспорт), зростання захворюваності населення, яке пов'язано з емісією автомобілів, значне шумове навантаження на людину, всі ці та багато інших факторів сигналізують нам про масштабність проблеми, яку створюють автомобілі, обладнані двигуном внутрішнього згоряння (ДВЗ).

Дослідження здійснювали шляхом аналізу ефективності використання двох автобусів на туристичному маршруті великої протяжності, а саме: електроавтобуса BYD K9C та автобуса з ДВЗ ЛАЗ Lemberg Basic. Проведений розрахунок експлуатаційних затрат і тарифів на послуги пасажирського транспорту загального користування. При плануванні маршруту, за початкову точку прийнято столицю України місто Київ, кінцевою точкою маршруту обрано Нікітський ботанічний сад.

Розрахунки показали, що експлуатаційні витрати автобуса з електричною тягою значно менші порівняно з автобусом, обладнаним ДВЗ, тобто експлуатаційні витрати в автобуса, обладнаного ДВЗ, постійно збільшуються протягом усього терміну експлуатації. В електроавтобуса експлуатаційні витрати стабільні, лише близько восьмого року відбувається незначне збільшення вартості за рахунок заміни акумуляторної батареї (якщо потрібно), але і після цього незначного збільшення, крива і надалі має практично лінійний характер. Також були порашовані для двох автобусів такі показники, як: накладні витрати, сумарні експлуатаційні витрати на перевезення, собівартість перевезення одного пасажирів, вартість квитка за проїзд маршрутом, дохід від перевезення пасажирів одним маршрутом, місячний дохід від перевезення маршрутом.

Результати аналізу акумуляторних батарей до електромобілів показали, що середня вартість та маса акумуляторних батарей з кожним роком будуть зменшуватись за рахунок інноваційних технологій та постійного вдосконалення виробництва, а експлуатаційний період – збільшуватись, що в подальшому приведе до зменшення вартості самих електромобілів.

Зарядні станції на сонячних батареях для електромобілів з кожним роком використовуються все частіше, оскільки це екологічна електроенергія, виробництво якої не забруднює довкілля. Для туристичного маршруту ми підібрали два типи зарядних станцій: станція швидкого заряджання електроавтобуса від побутової мережі «Circontrol» у кількості 4 шт. та зарядна станція на сонячних батареях «Evergreen Solar Fuel Station» у кількості 1 шт. Останню зарядну станцію розміщено в кінці маршруту, бо саме в Криму найбільше сонячного саява.

Отже, як показали дослідження, електроавтобуси доцільно використовувати на туристичних маршрутах великої протяжності, проте все ще гостро стоїть проблема вартості як самих електромобілів, так і потрібної для їх експлуатації інфраструктури.

УДК 629.413 – 592.112

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРИМУСОВОГО ОХОЛОДЖЕННЯ САМОВЕНТИЛЮЮЧИМИ ДИСКАМИ ГАЛЬМІВНИХ ПРИСТРОЇВ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

THE INTENSIFICATION OF THE COERCIVE COOLING BY SELF-VENTILATED DISKS OF VEHICLE BRAKING DEVICES

Володимир Малик, Ірина Бекіш, Микола Кашуба

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

The authors reveal the construction features of the self-ventilated discs and evaluate their efficiency as part of the vehicle disk-shoe brake.

Для підвищення енергоємності дисково-колодкових гальм автотранспортних засобів створюються і впроваджуються нові фрикційні матеріали та вдосконалюються методи розрахунку гальмівних дисків з точки зору їх динамічної та теплової навантаженості. Поверхнева і об'ємна температури і виникаючі від них градієнти в гальмівних дисках суттєво впливають на знософрикційні властивості пар тертя гальма. Особливістю дисково-колодкових гальм є низький коефіцієнт взаємного перекриття пар тертя $k_{вз}$, який складає 0,1...0,2.

Стан плям контактів мікроступів трибоспряження визначається напруженістю і розподілом температури поблизу області фрикційної взаємодії. На макрорівні – це номінальні характеристики, визначені з урахуванням відомих умов контактної взаємодії та макроформи поверхонь. На мікрорівні – це фактичні імпульсні питомі навантаження, фактичні поля імпульсних внутрішніх напружень і температур у приповерхневих шарах, отримані з урахуванням мікрогеометрії поверхні тертя.

Для суцільного і самовентильованого гальмівних дисків визначені конструктивні параметри (діаметри, товщини, площі: загальна і робоча; вентильовані; різного роду отворів, півребер і ребер, каналів, виступів та інших конструктивних елементів у порожнинах гальмівних дисків, що виконують функції конфузорів і дифузорів для швидкісних струмів охолоджуваного повітря). При цьому необхідно володіти даними, що стосуються загальної ваги диска з фланцем і окремо диска та фланця. Співвідношення між ваговими параметрами гальмівного диска і його фланця відіграє істотну роль при визначенні енергонавантаженості пар тертя дисково-колодкового гальма.

При підвищенні інтенсивності вимушеного охолодження самовентильованих дисків гальмівних пристроїв необхідно враховувати взаємозв'язок між коефіцієнтами випромінювання (C_m/C_n) матових і полірованої поверхонь дисків, величина відношення яких повинна дорівнювати відношенню площ (A_o/A_n) охолоджуваних поверхонь до нагрітої поверхні (до площі поясу тертя диска). Для суцільного диска вказане відношення становить 3,5, а для самовентильованого диска – 3,71. Матеріал дисків – СЧ 15. У цьому випадку розглядалися площі поверхонь теплообміну суцільного і самовентильованого дисків гальма, змонтованих на балці переднього моста автобуса А-172. Відсоткова розбіжність між величинами відношення (C_m/C_n) і (A_o/A_n) для різних типів гальмівних дисків склала: для суцільного диска – 6,0%, для самовентильованого – 12,3%, що є гарним результатом для подібних розрахунків.

Таким чином, шляхом зміни площ нагріваючих та охолоджуючих поверхонь гальмівних дисків різних типів можна істотно інтенсифікувати вимушене охолодження дисково-колодкового гальма автотранспортного засобу.

УДК 629. 083 (075. 8)

ПРОБЛЕМИ НАУКОВОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ АВТОМОБІЛІВ

PROBLEMS OF SCIENTIFIC SUPPORT OF TECHNICAL OPERATION OF CARS

Степан Нємий

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

Basic organizational and technical problems of scientific support of technical operation of the car to the present state transport industry is shown.

Науковий аспект технічної експлуатації автомобілів (ТЕА) – це прикладна наука, яка, на основі фундаментальних наук, пояснює проходження руйнівних процесів у агрегатах, механізмах, функціональних системах та конструкційних матеріалах автомобільних транспортних засобів (АТЗ). На її результатах здійснюється вибір і підтримання найвигідніших режимів експлуатації агрегатів, організація зберігання технічно справних АТЗ, а також підтримання і відновлення втраченої їх робоздатності у процесі виконання перевезень. Для цього проводяться відповідні наукові дослідження, кінцевою метою яких є зниження витрат, обумовлених виготовленням і підтриманням парку рухомого складу АТЗ у справному стані та гарантування безпеки руху.

У другій половині ХХ століття в Україні, на основі результатів тривалих наукових досліджень, на базі великих автотранспортних підприємств (АТП) та експериментально-виробничих автотранспортних підприємств (ЕВАГ), була введена організаційна форма ТЕА – планово-попереджувальна система (ППС) ТО і ремонту АТЗ. Цією системою було нормативно регламентовано види ТО і пробіги між ними, трудомісткості ТО і ПР та величини коефіцієнтів для коригування вказаних нормативів у залежності від умов експлуатації АТЗ.

Останнім часом вітчизняні перевізники закупають для своїх АТП АТЗ Західноєвропейського виробництва, технічні характеристики яких істотно відрізняються від АТЗ, вироблених підприємствами колишнього СРСР. Ці АТЗ подекуди за чисельністю становлять значну частину рухомого складу АТП. Це, та структурні зміни в автотранспортній галузі, спричинилися до виникнення низки проблем, які можна усунути на основі наукових досліджень та організаційних заходів:

1. Відсутні нормативні показники видів ТО і пробігів між ними, раціональні нормативні трудомісткості ТО і ПР щодо АТЗ Західноєвропейського виробництва.
2. Відсутні оптимальні нормативні значення коефіцієнтів для коригування вказаних нормативів у залежності від умов експлуатації, характерних для України та регіонів перевезень.
3. Система автомобільних перевезень практично втратила державне підпорядкування і керівництво багатьох АТП не бажає надавати для дослідницьких цілей об'єктивну інформацію щодо техніко-економічних показників ТЕА на їхніх підприємствах. Це практично робить неможливим використання діючих АТП як експериментальної бази для досліджень.
4. Як впливає з аналізу діяльності автобусних АТП, на деяких з них взагалі не практикується капітальний ремонт автобусів і їхніх агрегатів. Автобуси експлуатуються до вичерпання ресурсу кузова, а потім утилізуються, що свідчить про деградацію авторемонтного виробництва.
5. Міські автобусні перевезення практично втратили державне чи комунальне підпорядкування і здійснюються переважно приватними перевізниками. У результаті цього перевезення здійснюються транспортними підприємствами, структура рухомого складу яких не відповідає оптимальному складу. Крім цього, санітарний стан автобусів є незадовільний, а сам процес перевезення характеризується значним дискомфортом пасажирів і незадовільним рівнем безпеки руху.

6. Значною проблемою є виникнення приватних перевізницьких фірм з малою чисельністю рухомого складу, які не мають власної технологічної бази для ТО АТЗ. Через це виникають сумніви щодо належної організації на цих фірмах ТО і ПР. Це також негативно впливає на безпеку руху АТЗ.

УДК 629.3.052

ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНАЩЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО АВТОМОБІЛЯ-ТЯГАЧА ПРИ ПОБУДОВІ ЕМПІРИЧНОЇ МОДЕЛІ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ

THE GROUNDING OF EQUIPMENT OF EXPERIMENTAL TRUCK AT EMPIRICAL MODEL OF OPTIMAL CONTROL DESIGNING

Мирослав Оліскевич

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

In the paper there was researched the problem of existing theoretical models of optimal control of automobile applying. All of them are not adequate because of insufficient of reliable data. That is why there was chosen few parameters which are available for measurement and for self-diagnosing.

Автоматизація процесів керування транспортними засобами дає змогу заощаджувати енергоресурси і значно підвищити безпеку дорожнього руху. Для того, щоб виконувати оптимальну за критерієм енергоощадності програму руху, яка включає режими розгону, вільного кочення, руху з постійною швидкістю, при дотриманні умов безпеки, є необхідність використовувати дані про опір кочення, поточні координати, швидкість і пришвидшення автомобіля, про транспортні умови, та розклад виконання транспортного завдання. При виборі потрібного режиму руху (передавального відношення трансмісії, частоти обертання колінвала двигуна, навантаження) можна було б використовувати відомі теоретичні моделі, розроблені на основі теорії оптимального керування процесами. Однак це моделювання має два вагомні недоліки.

По-перше, ці залежності дають незадовільний результат на великих дистанціях планового маршруту. В окремих випадках при певних початкових умовах (горбистий профіль дороги, непередбачені транспортні затримки, зміна погодних умов) такі моделі не мають стійких розв'язків.

По-друге, використання моделей оптимального керування автомобілем найчастіше передбачає доступну й цілком вірогідну початкову інформацію про дорожні й транспортні умови, що, зазвичай, не відповідає дійсності. Тому вирішено було побудувати емпіричну модель оптимального керування з навчанням, на основі експериментальних дорожніх випробувань.

Деякі вхідні параметри, на основі яких вибирається програма руху в традиційних теоретичних моделях, не можуть бути виміряні безпосередньо доступними наявними приладами. Це стосується, наприклад, сумарного коефіцієнта опору рухові, швидкості автомобіля (визначається диференціюванням функції $s(t)$), коефіцієнта зчеплення коліс з дорожнім покриттям, фактичного перерозподілу мас на осі (багатовісного вантажного автопоїзда). У зв'язку з цим, параметри, які підлягають вимірюванню в експериментальному АТЗ, це – крутні моменти на відних осях ходової частини, крутний момент на валу двигуна, поточні координати транспортного засобу, пришвидшення/сповільнення, витрата палива.

Такий набір параметрів має подвійну перевагу. Перша: усі вони мають відповідне технічне забезпечення і доступні для безперервного вимірювання. Друга: в сукупності вони створюють інформаційну надлишковість для керування, що є передумовою верифікації емпіричної моделі. Для аналізу початкових даних було побудовано адаптаційну модель на основі двошарової нейромережі Хопфілда. Вона відрізняється наявністю зворотного зв'язку і при наявності надлишкової інформації має досягнути стійкості.

**ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТА ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ
РОЗПОДІЛУ ПОТУЖНОСТІ В АВТОМОБІЛЯХ З МУФТОЮ ХАЛДЕКС П'ЯТОГО
ПОКОЛІННЯ**

**OPERATING EFFICIENCY AND CALCULATION OF POWER DISTRIBUTION SYSTEM IN
VEHICLES WITH CLUTCH HALDEX FIFTH GENERATION**

Олег Пелецишин, Богдан Кіндрацький

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

In the report the authors developed a mathematical model of the power distribution system with clutch Haldex V, describing transients in DC electric motors, centrifugal pressure regulator dynamics, axial-piston pump operation, work of multidisk friction clutch and oil flow through throttling holes centrifugal regulator.

Система розподілу потужності на основі муфти Haldex четвертого покоління широко застосовується у повнопривідних автомобілях, зокрема Volkswagen, Audi, Skoda, Seat тощо [1 – 3]. До основних недоліків такої системи слід віднести складність конструкції – муфта оснащена електронним блоком керування повним приводом, аксіально-поршневим насосом, оливним фільтром, акумулятором тиску оливи, клапаном керування роботою муфти. Механічна частина муфти є замикаючою ланкою при передаванні крутного моменту на задню вісь. У залежності від тиску оливи змінюється сила притискання пакета фрикційних дисків і, відповідно, крутний момент, що передається на задню вісь автомобіля. Акумулятор тиску підтримує тиск у гідросистемі на рівні 3 МПа. Робочий тиск оливи, а, отже, і момент, який передає муфта на задню вісь, регулюється зміною сили струму в котушці електромагніта клапана керування замиканням муфти.

У найновішій сучасній системі розподілу потужності на основі муфти Haldex п'ятого покоління (Haldex V) акумулятор тиску, клапан керування замиканням муфти і масляний фільтр відсутні. Система оснащена відцентровим регулятором тиску і запобіжним клапаном. Крутний момент, який передається на задню вісь автомобіля, регулюється шляхом зміни сили струму, що подається на електродвигун. Внаслідок взаємодії поршневого насоса і відцентрового регулятора змінюється тиск в системі. Максимальне його значення не перевищує 4 МПа і обмежене спрацюванням запобіжного клапана. Система активно взаємодіє з ABS і ASR, є простішою і надійнішою.

Оскільки в літературі методики розрахунку системи розподілу потужності в повнопривідних автомобілях, побудованої на основі муфти Haldex V, немає, то її створення є актуальним.

У доповіді наведена розроблена авторами математична модель системи розподілу потужності з муфтою Haldex V, яка описує перехідні процеси в електромоторі постійного струму, динаміку відцентрового регулятора тиску, роботу аксіально-поршневого насоса, спрацювання багатодискової фрикційної муфти та перетікання оливи через дроселювальні отвори відцентрового регулятора. Комп'ютерне моделювання в середовищі MatLab-Simulink з використанням розробленої математичної моделі дає змогу дослідити властивості системи розподілу потужності з муфтою Haldex V на різних режимах руху автомобіля, розрахувати конструктивні параметри в залежності від максимальної потужності (або моменту) приводу автомобіля.

1. Кіндрацький Б., Пелецишин О. Будова і експлуатаційні властивості систем автоматичного розподілу крутного моменту у повнопривідних автомобілях // *Машинознавство*. – 2010. – №8 (158). – С. 26-27.
2. http://www.findthatpdf.com/search-4306589-hPDF/download-documents-awd_4_motion_haldex_rus.pdf.htm;
3. http://www.autoscience.ru/blog/mufta_polnogo_privoda_haldex_v_pokolenija/2013-12-17-36.

УДК 519:629.11

ОБҐРУНТУВАННЯ ЩІЛЬНОСТІ РЯДУ ПЕРЕДАТНИХ ВІДНОШЕНЬ АВТОМАТИЧНОЇ ТРАНСМІСІЇ АВТОМОБІЛЯ

GROUND OF CLOSENESS OF ROW OF TRANSMISSION RELATIONS OF AUTOMATIC
TRANSMISSION OF CAR

Роман Пельо

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

There is grounded density of number of mechanical transmission rates with a sight of transmission automate ability to determinate the priority of adjacent transmission rate after the criteria of intensive of fuel consumption.

Розроблення засобів автоматизації трансмісії автомобіля передбачає розв'язування низки задач, серед яких є обґрунтування оптимальних законів та алгоритмів перемикання передач. Останні синтезують, зокрема, за критерієм швидкості витрати палива.

Абсолютний пріоритет будь-якої обраної для руху передачі щодо суміжної можна утверджувати лише у випадку, якщо доцільність перемикання на неї з будь-якої суміжної проявляється у всіх без винятку придатних для перемикання режимах роботи двигуна.

Відомо, що при збільшенні щільності ряду передатних відношень трансформатора пріоритет вищої передачі перед нижчою відчутно послаблюється. Тому актуальним є питання про таке структурування ряду передатних відношень, за якого постав би власне пріоритет вищої передачі. Аналіз впливу щільності ряду (структурування) передатних відношень механічного трансформатора на пріоритет вищої передачі проведено, зокрема, для геометричного ряду.

Звісно, така задача вважається актуальною для систем автоматичного керування трансмісією певного рівня складності. Рівень складності системи визначається, зокрема, тим, як легко автомат зможе «прочитувати» пріоритети вищих передач.

Дослідженням виявлено, що не завжди система автоматичного керування здатна «прочитати» пріоритет суміжної передачі. Відтак, система не усуває його взагалі, а лише робить його «прихованим», тим самим уникає зайвих перемикань. Збільшення щільності ряду передатних відношень призводить до утворення так званого, «хибного» пріоритету. Наявність одночасно «прихованого» та «хибного» пріоритетів, зокрема, породжує так званий «підсилений» пріоритет суміжної передачі. За таких обставин досконалість системи автоматичного перемикання залежатиме від якості «прочитання» таких пріоритетів.

Отже, збільшення щільності ряду передатних відношень у механічному трансформаторі підсилює з одного боку спроможність автомата керування здійснювати перемикання без зміни програми руху через суміжні передачі, з другого, послаблює пріоритет вищої передачі перед нижчою. Проблема утвердження абсолютного пріоритету вищої передачі для таких трансформаторів, насправді, є здоланною. Для цього достатньо обмежити спроможність системи автоматичного керування трансмісією, а саме дозволити їй реалізувати прямі перемикання лише на суміжні передачі. Доцільність у застосуванні таких автоматів очевидна зі збільшенням кількості ступенів трансформатора. Разом з тим існує таке мінімально «розріджене» значення параметра ряду передатних відношень, за якого настає власне абсолютний пріоритет вищої передачі перед нижчою.

УДК 629.3.076

ВПЛИВ КІНЕМАТИКИ КЕРМОВОГО ПРИВОДУ ТА ПЕРЕДНЬОЇ ЗАЛЕЖНОЇ ПІДВІСКИ НА КЕРОВАНІСТЬ ТА СТІЙКІСТЬ РУХУ АВТОБУСА А074

IMPACT KINEMATICS STEERING DRIVE AND FRONT SUSPENSION DEPENDENT ON THE
HANDLING AND STABILITY OF THE BUS A074

Віталій Попович

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

Special computer model of steering gear connections and front axle suspension for wagon type buses and software for it was developed. The quantitative indices of the mentioned above parameters for kinematic inconsistency of steering gears and front axle suspension were defined. Mismatching values of kinematics between steering gear and split draft link were minimized. Replacement in the design of steering gear of continuous draft link for split draft link fundamentally improved fixity and handling of A074 bus as evidenced by its driving tests.

Під час проектування автобуса необхідно забезпечити високу стійкість його руху і надійну керованість. Відомо, що одним з багатьох збурювальних чинників, який впливає на стійкість руху і керованість автобуса, є кінематична неузгодженість кермового приводу і підвіски керованих коліс під час її деформації. Ця неузгодженість на стадії проектування має бути зведена до мінімуму. Якісними ознаками втрати стійкості є бічне ковзання ведених, бічне відведення передньої осі, занос задньої осі і навіть перекидування автобуса.

Для автобуса із залежною передньою підвіскою розроблено математичні залежності між кутом повороту сошки та кутом повороту лівого керованого колеса з урахуванням: лівого та правого поворотів керованих коліс, кута початкового положення сошки, координат центра кульового пальця важеля поворотного кулака, кута поздовжнього нахилу осей шворнів, кута поперечного нахилу осей шворнів, ходів стиску й відбою підвіски керованих коліс. Ці залежності дали змогу досліджувати сумарний, а також частковий вплив кожного з вищеперелічених чинників на неузгодженість кінематик кермового приводу та передньої підвіски. Аналітичні дослідження показали, що найбільшу неузгодженість мав кермовий привод з нерозрізною поздовжньою тягою. За допомогою створеного програмного забезпечення мінімізовано неузгодженості кінематик кермового приводу з розрізною поздовжньою тягою. Результати аналітичних досліджень співставляли з даними дорожніх експериментів, метою яких була перевірка впливу величини неузгодженості кінематик кермових приводів із нерозрізною та розрізною поздовжніми тягами з кінематикою передньої підвіски на параметри керованості та стійкості руху автобуса А074.

Експериментальні дорожні дослідження складались із: гальмових випробувань для визначення можливості збереження траєкторії руху автобуса у заданому коридорі шириною 3,5 м; визначення граничної швидкості руху під час виконання маневру "входження в поворот"; визначення граничної швидкості руху під час виконання маневру "переставка". Ці дослідження підтвердили достовірність результатів комп'ютерного моделювання, завдяки якому вдалось істотно зменшити кінематичну неузгодженість підвіски керованих коліс і кермового приводу з розрізною поздовжньою тягою порівняно з кермовим приводом із нерозрізною поздовжньою тягою.

Заміна в конструкції кермового приводу нерозрізної поздовжньої тяги на розрізну, а також оптимізація прив'язувальних розмірів елементів кермового приводу до рами автобуса спричинили докорінне поліпшення стійкості і керованості автобуса А074 і відповідність законодавчим вимогам забезпечення курсової стійкості під час екстреного гальмування.

УДК 629.017:629.083

УМОВИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

CONDITIONS OF OPERABILITY ASSURANCE OF VEHICLE

Володимир Сахно¹, Ольга Сакно², Олександр Лисий²

¹Національний транспортний університет,
вул. Суворова, 1, м. Київ, 01010, Україна;

²Військова академія,
вул. Фонтанська дорога, 10, м. Одеса, 65009, Україна

Operating conditions of vehicles are analyzed that is used for freighting, both on Ukraine and in countries of EC. The intervals of runs of DAF tractor-trailers and Volvo tractor-trailers are identified, where the most frequent failures of major units take place. The causes of failures of major units of tractor-trailers are analyzed. The analysis of the technical state of semi-trailer trucks showed on the necessity of improvement of the maintenance system and repair.

Аналіз експлуатації автотранспортних засобів (АТЗ) щодо перевезень вантажів по Україні показав досить низьку ефективність використання автопоїздів – позапланові простой автопоїздів досягають 30% і більше. Однією з основних причин такої ситуації є недосконалість системи технічної експлуатації (ТЕ).

Залежно від умов експлуатації АТЗ змінюються швидкісні й навантажувальні режими деталей, механізмів та агрегатів і термін їх безвідмовної роботи. Умови експлуатації автомобіля носять випадковий характер і мають імовірнісні характеристики дорожніх умов, швидкості руху, маси перевезеного вантажу, режиму руху. Навіть при усуненні дії випадкових факторів, розсіювання значень напрацювання різних автомобілів однієї вибірки виявляється помітним. У процесі експлуатації АТЗ, їхні вузли і агрегати піддаються постійному впливу широкого спектру факторів, які по-різному впливають на їхній технічний стан.

Щоб краще побачити проблеми і намітити шляхи їх розв'язання, слід проаналізувати зміну технічного стану АТЗ та їх сервіс в країні, розглянути, як вирішуються аналогічні проблеми в країнах з розвинутою ринковою економікою, вивчити методи вдосконалення їх експлуатації, що пропонується сучасною наукою.

Аналіз експлуатації вантажних автопоїздів з тягачами марок DAF і Volvo ТОВ «Зенал» (м. Одеса) в процесі перевезення вантажів по Україні показав, що найбільш часті відмови основних елементів автопоїздів з'являються в інтервалах: 60 – 200 тис. км; 340 – 490 тис. км; 1,0 – 1,2 млн. км пробігу. Досвід експлуатації автопоїздів ТОВ «Зенал» показує, що проблеми виникають через порушення правил експлуатації, недотримання регламенту ТО, економії на запасних частинах і витратних матеріалах.

Основу системи ТЕ становить система ТО і Р автомобілів. Для автопоїздів марок DAF і Volvo існує два основних види технічного обслуговування: обслуговування при досягненні певного пробігу (Service X); щорічне технічне обслуговування (Service Y).

Для встановлення раціональних режимів ТО і Р необхідно: виявити найбільш «слабкі» частини автомобіля; вивчити закономірності й причини зміни технічного стану з'єднань, агрегатів і матеріалів; обґрунтувати методи визначення режимів профілактики і встановити допустимі з економічних, технічних, технологічних або іншими ознак значення параметрів технічного стану вузлів, з'єднань, механізмів і агрегатів; визначити з достатньою мірою достовірності періодичність та перелік операцій профілактики та ремонту.

Таким чином, об'єктивний і кваліфікований аналіз технічного стану основних елементів автопоїздів показав, що необхідно удосконалювати систему ТО і ремонту їхніх основних вузлів і агрегатів з урахуванням фактичного ресурсу, коригувати періодичність ТО за станом при досягненні певного пробігу, використовуючи сучасні методи діагностики.

УДК 629.113.004

АКТУАЛЬНІСТЬ ПЕРЕДРЕЙСОВОЇ ДІАГНОСТИКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОБУСІВ

ACTUALITY IN FRONT OF THE REISE DIAGNOSTICS OF TECHNICAL CONDITION OF BUSES

Євген Форнальчик

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

The cause of the decline of technical condition of buses that lead to many negative consequences. The surveys found that the relevant organizational and technological measures, including providing regulatory

requirements before in front of the reise diagnosis of technical condition, you can improve the frequency of buses on city roads, reduce the risk of accidents.

З позицій ідеального забезпечення безпеки транспортних процесів, зокрема руху ДТЗ на вулично-дорожній мережі міст, їх (процеси) потрібно розглядати у рамках системи ВАДС. Зважаючи на те, що елемент (підсистема) А-автомобіль є головним і, як показує статистика ДТП у 10-15% він з різних причин, передовсім погіршення технічного стану, призводить до відповідних негативних наслідків. За 2014 рік, наприклад, у Львові сталося 666 ДТП, у яких загинуло 32 особи (двоє з причин відмови гальмівної системи). Це зумовлює не тільки, ризики виникнення ДТП, але й зниження швидкості транспортних потоків, росту затримок через зниження стартових швидкостей від стоп-ліній перед перехрестями, спричинених найперше надмірним зносом деталей циліндро-поршневої групи двигунів (втрата частки ефективної потужності й відтак тягових сил на ведучих колесах). Підтвердженням цього – встановлена експоненційна залежність росту зазору між поршнем у циліндром від пробігу ДТЗ. Такі негативні явища призводять до видовження черг перед перехрестями і є причиною на 18% сумарних затримок автобусів на міських маршрутах.

Серед різних форм власності автобусний парк області має понад 850 од., з яких 190 од. – комунальні, 570 од. експлуатуються на міських маршрутах. Згідно з «Порядком перевірки технічного стану транспортних засобів автомобільними перевізниками» (Наказ Мінтрансу та зв'язку України, №974) перевірка технічного стану ДТЗ є систематичною, плановою, яка входить складовою у систему ТО і Р. Її виконують з метою встановлення відповідності компонентів конструкції ДТЗ та сукупності фактичних експлуатаційних характеристик відповідним нормативно-технічним документам. У разі виявлення такої невідповідності ДТЗ не допускається до використання на лінії (маршруті). Технічний стан його перевіряється (діагностується) за такими складовими (і це зазначено у ПДР), рівень працездатності яких напряму впливає на безпеку руху та ефективність транспортних процесів (в особливій мірі пасажирських перевезень на відповідних маршрутах): гальмівні системи, кермове керування, зовнішні світлові прилади, ходова частина (колеса і шини), системи двигуна і силової передачі та інші елементи конструкції. З цією метою, з використанням відповідних виробничої бази і постів, кваліфіковані робітники повинні виконати 38 операцій технологічного процесу передрейсової діагностики ДТЗ (автобусів).

Як показали обстеження постів і тривалості та повноти виконання операцій передрейсової діагностики на окремих АТП з 38 операцій виконуються щоденно в середньому 10, які стосуються лише перших 3-х складових й то з порушенням вимог технологічного процесу перевірки гальмівних властивостей. Інформацію про технічний стан автобусів перед виїздом на маршрути механік КПП отримує переважно у вигляді усних повідомлень водіїв без вибіркового контрольних перевірок на предмет отримання фактичних значень параметрів і відповідність їх нормативам. Крім наведеного, у жодному з АТП не діагностується фактичний рівень токсичності відпрацьованих газів двигунів й, зрештою, прилади для такої діагностики (газоаналізатори, димоміри) відсутні або ж несправні. Відповідні регулювання паливної апаратури і систем запалювання двигунів з метою зниження токсичності не виконуються й тому загазованість повітряного басейну міста перевищує вимоги гранично допустимих концентрацій шкідливих компонентів.

Наведене тут у достатній мірі переконує у потребі безумовного повернення до вимог технологічних процесів передрейсової діагностики технічного стану автобусних парків міста.

УДК 656.11

СТРУКТУРА ТРАНСПОРТНИХ ПОТОКІВ, ЯКІ ПРОЇЗДЖАЮТЬ НЕРЕГУЛЬОВАНЕ ПЕРЕХРЕСТЯ ПОЗА МЕЖАМИ ЦЕНТРАЛЬНОЇ ЧАСТИНИ МІСТА

TRANSPORT FLOWSPASSINGUNREGULATEDINTERSECTIONS OUTSIDE DOWNTOWN

Євген Форнальчик, Роман Гаврилюк

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

Installe dvolatility parameters of traffic remote from the city center intersections. It will cause instability to the same transport network to wards the center.

Значна частина перехресть у Львові має світлофорне регулювання. Проте є ще велика кількість нерегульованих перехресть, зокрема поза межами центральної частини міста, на яких, крім руху легкових автомобілів та автобусів, рухаються вантажні автомобілі. Це значно зменшує швидкість транспортних потоків (ТП) у пікові періоди, а також пропускну здатність перехресть, особливо, коли по ньому рухаються великогабаритні транспортні засоби (ТЗ).

У цьому дослідженні було вибрано, для прикладу, одне із таких характерних нерегульованих перехресть вул. Патона-Ряшівська з рядністю руху, відповідно – двосторонній один на два. Основним завданням було – визначити інтенсивності та швидкості руху ТП і їх структури для ранкового (з 8.00 до 9.00 год.) і вечірнього (з 17.00 до 18.00 год.) пікових періодів. Дослідження виконувались у найбільш напружений осінній період (жовтень-листопад) упродовж робочих днів з використанням кінозйомки з мобільного телефону. Зібрані дані опрацьовувались за відомою методикою й визначались перелічені вище параметри. Щодо інтенсивностей ТП, які рухались по вул. Патона: (ранковий піковий період) від центра на вул. Ряшівську відповідно – 483 авт./год. легкові ТЗ;– 111 вантажні; 36 автобуси; 5 тролейбуси; автопоїзди 9 авт./год.; з вул. Ряшівської до центра відповідно– 468 авт./год; 60;33; 5авт./год.; (вечірній період) відповідно - 447 авт./год.; 105; 36; 5; автопоїзди 12 авт./год.; з вул. Ряшівської до центра – 438 авт./год.; 72; 33; 5 авт./год. Щодо структур ТП (сумарні за усіма напрямками):

Тип транспортного засобу	Відсоткова частка ТЗ	
	зранку	увечері
Легкові автомобілі	81,0	79,0
Вантажні автомобілі	13,1	14,7
Автобуси	4,6	4,8
Тролейбуси	0,7	0,7
Автопоїзди	0,6	0,8
Всього	100	100

Щодо швидкостей ТЗ (для усіх потоків, які рухалися по вул. Ряшівській), то встановлено, що математичне сподівання становило 41 км/год, із середньоквадратичним відхиленням 5,41 км/год. з коефіцієнтом варіації 0,13. В цілому, отримані результати вказують на нестабільність (ймовірнісного характеру) як швидкостей руху ТП, так і їх інтенсивностей та структур. Значний вплив на це чинять маршрутні автобуси і вантажні автомобілі, зокрема автопоїзди, які зумовлюють зниження швидкостей проїзду, передовсім перехресть.

Очевидно, що наведена чисельність ТЗ, яка рухалася через досліджуване перехрестя з часом з'явиться перед іншими регульованими і нерегульованими перехрестями, до яких додадуться ще інші з різних примикань, й це позначиться на сповільненнях руху, заторах і затримках. Виходячи з цього, можна зробити попередній висновок, що впорядковувати транспортні системи і організувати рух у них потрібно, починаючи з периферії, послідовно наближаючись до центральної частини міста, а не навпаки. При цьому, охоплюючи одночасно і послідовно усі сектори площі вулично-дорожньої мережі й виявляючи та усуваючи організаційно-технологічними заходами усі проблеми (на скільки це можливо) з організацією дорожнього руху у місті – переведенням нерегульованих перехресть у регульовані, оптимізацією світлофорних циклів, обмеженням руху відповідних ТЗ тощо.

УДК 629.35:621.83

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТРАНСМІСІЇ МАГІСТРАЛЬНИХ АВТОПОЇЗДІВ

OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF THE MAIN TRUCKS TRANSMISSION

Сергій Чабан, Михайло Малишев

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

This work is about of developing methods to determine the parameters of the main trucks transmission in order to improve their pull – speed characteristics and fuel economy. The program is created on the basis of the MATLAB program. It enables to get an idea of pull - speed characteristics and fuel economy for different modes of motion just since the design stage. This methodology and software used in the educational process of the “Road Transport” department.

Питання оптимізації конструктивних параметрів автомобіля з метою покращення його тягово-швидкісних властивостей (ТШВ) та паливної економічності (ПЕ) є одним з найбільш актуальних шляхів підвищення технічного рівня, продуктивності, економічності й ефективності використання автомобільного транспорту.

Одним з найбільш впливових конструктивних параметрів є трансмісія, а саме ряд передавальних чисел, який характеризується діапазоном і інтервалом. Передавальні числа трансмісії повинні забезпечити необхідний рівень ТШВ при мінімальній витраті палива в типових умовах експлуатації, для яких призначений автомобіль. Існуючі нині методики розрахунку передавальних чисел трансмісії націлені на забезпечення автомобіля, який проектується, необхідним рівнем ТШВ, обумовленим технічним завданням на проектування, без урахування ПЕ.

Об'єктами дослідження є великотоннажні магістральні автопоїзди. Предметом дослідження є розроблення методики розрахунку параметрів трансмісії з метою покращення ТШВ та ПЕ магістральних автопоїздів. В якості середовища для створення програмного забезпечення обрано потужний математичний пакет MATLAB 14.

Метою даної роботи є: розроблення методики визначення параметрів трансмісії автомобіля; створення програмного забезпечення для розрахунку параметрів трансмісії та оцінювання ТШВ і ПЕ. На основі аналізу формули шляхової витрати палива визначити: характер впливу параметрів трансмісії на ПЕ; шляхи поліпшення ПЕ без суттєвого погіршення ТШВ. Проаналізувати трансмісії сучасних магістральних автопоїздів з метою виявлення оптимальних її параметрів.

Для оцінювання об'єктивності розробленої методики, в розробленій програмі, в яку закладено розрахунок ТШВ та ПЕ, змодельовані два автомобілі. За прототип (перший автомобіль) прийнятий магістральний тягач SCANIA R560 з напівпричепом SWCT 24P; другий, на відміну від першого, мав параметри трансмісії, які визначались за розробленою методикою. Дослідження проводилися для повністю завантажених автопоїздів, в характерних для них умовах руху, а саме: в режимі розгону від 0 до 60 км/год.; в режимі усталеного руху на передачах; в режимі магістрального їздового циклу згідно з ГОСТ 20306 – 90.

Аналіз отриманих розрахунків показав перевагу моделі автопоїзда з параметрами трансмісії, визначеними за розробленою методикою, що обумовлено кращими ТШВ та ПЕ на всіх режимах його руху. В режимі розгону з місця до 60 км/год., зменшення часу становить 6 %; шляху – 5 %; економія палива в такому режимі складає 10 %. У режимі магістрального їздового циклу, практично при тому самому часі руху, економія палива становить 5,7 %, що в перекладі на шляхову витрату палива складає 2,7 л/100 км.

УДК 621.878

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ КУРСОВОЇ СТІЙКОСТІ АВТОГРЕЙДЕРА ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ

**DETERMINING INDICATORS OF MOTOR-GRADER ROAD-HOLDING ABILITY WHEN
PERFORMING TECHNOLOGICAL OPERATIONS**

Олександра Чаплигіна

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002, Україна*

Performing work operations by a motor-grader is accompanied by action of asymmetrically applied external loading. As dissipative forces act between the wheels and the support surface, this force action leads to the grader deviation from the set trajectory of movement. The experimentally developed model of the vehicle behavior at performing work operations allows estimating indexes of road-holding ability depending on soil characteristics, geometric and kinematic parameters of the machine.

Автогрейдер є однією з основних машин у дорожньо-будівельному виробництві. Відмінною особливістю цієї машини є можливість встановлення основного відвала з кутом захоплення $90^\circ - 30^\circ$ (при вирізання кюветів $40^\circ - 20^\circ$) і кута перекосу у вертикальній площині $0^\circ - 90^\circ$ (при зрізанні відкосів до 60°), що дозволяє істотно розширити технологічні можливості машини. Як правило, при виконанні робочих операцій, основний відвал встановлюється асиметрично до поздовжньої осі машини, що призводить до позacentрового прикладення горизонтальних сил опору і появи додаткових бічних зусиль, які діють на відвал. Така схема навантаження призводить до відхилення машини з прямолінійної траєкторії руху при виконанні технологічних операцій. Зрештою це призводить до зниження якісних показників виконуваних робочих операцій, необхідності реалізації додаткових проходів, а також до падіння продуктивності, збільшення собівартості виконаних робіт і питомої витрати палива.

У роботах, які присвячені курсовій стійкості землерийно-транспортних машин, основним показником є коефіцієнт курсової стійкості, який визначається відношенням моменту, що утримує машину від розвороту, до розвертаючого моменту. Для розрахунку діючих зусиль складаються плоскі динамічні схеми машин у горизонтальній площині.

Експлуатаційні дослідження, проведені на автогрейдері в реальних умовах, показали, що даний підхід не досить точно описує процеси, що виникають під час роботи реальної машини. При позacentровому прикладенні сил опору копанню траєкторія машини складається з прямолінійних ділянок повернутих одна відносно іншої. На відміну від існуючих підходів, була розроблена трьовимірна динамічна схема автогрейдера і складена математична модель, яка дозволяє розрахувати параметри руху машини в процесі виконання робочих операцій копання ґрунту. Експериментальні та теоретичні дослідження засвідчили, що на показники курсової стійкості мають найбільший вплив наступні фактори: координати розташування головного вектора сил опору на відвалі, різниця між тяговими зусиллями правого і лівого бортів ведучого моста, кут встановлення керованих коліс у горизонтальній площині і кут їх нахилу у вертикальній площині. Розроблена математична модель дозволяє адекватно спрогнозувати поведінку машини при виконанні технологічних операцій і розробити технічні заходи, які забезпечують нормативні значення показників курсової стійкості.

УДК 621.878

КОНЦЕПЦІЯ АДАПТАЦІЇ ЗЕМЛЕРИЙНО-ТРАНСПОРТНОЇ МАШИНИ ДО УМОВ ЗОВНІШНЬОГО НАВАНТАЖЕННЯ

CONCEPT OF EARTH-MOVING MACHINE ADAPTATION TO EXTERNAL LOADING CONDITIONS

Валерій Шевченко

*Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002, Україна*

In the process of field operation earth-moving machines experience combined stresses caused by the work environment. Such impact parameters depend on the excavated soil conditions, kind of work operations performed, type of the implement mounted on the machine. During the machine life-cycle its loading conditions can change many times. To achieve a high level of the mentioned parameters the machine should be equipped with systems enabling adaptation to external loading conditions.

Режими навантаження кожної землерийно-транспортної машини (ЗТМ) – різноманітні й індивідуальні. Машини, що випускаються серійно, проєктуються за нормативними методиками і не

завжди відповідають конкретним умовам їх експлуатації. Останні визначаються, в першу чергу, параметрами оброблюваного робочого середовища, виглядом найбільш часто виконуваних технологічних операцій, особливостями виконання робочих операцій конкретним оператором. Зміна умов навантаження може призвести до зниження рівня показників якості ЗТМ, таких як продуктивність, надійність і т.д. Для вирішення проблеми адаптації машини, що випускається серійно, до реальних умов експлуатації слід впроваджувати на стадії проектування всебічне дослідження її можливих параметрів навантаження та розроблення технічних заходів, що дозволяють машині, в межах наперед заданого рівня значень домінуючих критеріїв, пристосовуватися до зовнішніх умов навантаження.

Виконані теоретичні й експериментальні дослідження показали, що при одних і тих же параметрах зовнішнього навантаження окремі вузли ЗТМ зазнають різну за типом силову дію. Найістотніший вплив на формування навантаженості вузлів і агрегатів ЗТМ виявляють наступні чинники: тип матеріалу, що розробляється, вид виконуваної технологічної операції, тип робочого устаткування, конструктивні особливості самої машини, а також її робочого органа. Протягом одного робочого циклу форма і напрям головного вектора зовнішніх опорів може істотно змінюватися. Так, на режимах інтенсивного заглиблення робочого органа в середовище, що розробляється, зовнішнє навантаження, а також навантаження на окремі вузли, може бути описано детермінованими залежностями. Максимальні зусилля при цьому діють у горизонтальній площині. В режимах різання ґрунту, транспортування матеріалу і вільного ходу найприйнятнішою є стохастична модель формування зовнішнього навантаження. Причому, в процесі руху на підвищених швидкостях у транспортних режимах найбільші навантаження на машину і її вузли діють у вертикальній площині.

З нашої точки зору, концепція адаптації ЗТМ передбачає пристосування до діючого навантаження кожного з її вузлів. Лише в цьому випадку можна говорити про прийнятні значення критеріїв якості машини. Аналіз узагальненої математичної моделі ЗТМ доводить, що машина може адаптуватися до умов зовнішнього навантаження, якщо її конструкція здатна оперативно змінювати геометричні, масові, кінематичні і динамічні характеристики основних конструктивних елементів одночасно.

УДК 629.33:658.6+658.8

КОНЦЕПЦІЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ АВТОСЕРВІСНОГО ПІДПРИЄМСТВА

THE AUTO SERVICE CENTERS LOGISTIC CONCEPT REALIZATION

Василь Юськів

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

The article deals with modern trends in Ukrainian auto service centers' development. It is proved that the logistic approach is the main factor of profitable auto service business. The logistics concept merges the auto service needs with financial and production needs of the auto service center itself. Information and analytical approach plays one of the main roles in the logistics.

Починаючи з 2000-х років на українському автомобільному ринку можна виділити занепад старих економічних зв'язків як внутрішніх, так і зовнішніх, і одночасно приплив великого іноземного капіталу та формування нових економічних зв'язків, а відтак, пов'язані з ними інтеграцію авторинку України в європейський і світовий автомобільні ринки. Логічними позитивними наслідками такої інтеграції стало бурхливе зростання автомобільного парку України, зміна його структури, розвиток автосервісу, поява на авторинку великої кількості нових суб'єктів – малих і спільних підприємств, представників великих іноземних автомобільних концернів.

Однак розвиток авторинку постійно переривається провалами та непередбачуваними змінами, насамперед пов'язаними з економічними проблемами в Україні. До найбільших зривів можна віднести фінансово-економічну кризу 2007 – 2009 рр. та політичну 2013 – 2014 рр.

Теоретико-методологічного обґрунтування розвитку та функціонування системи автосервісу в ринкових умовах складає чималий інтерес і досліджується багатьма науковцями. На нашу думку, логістичний підхід є винятково перспективним і потребує подальшого розвитку. У рамках цього підходу до недостатньо висвітлених належать питання поєднання максимального задоволення попиту споживачів послуг з ефективним функціонуванням підприємств автосервісу в умовах економічно нестабільного середовища, швидкої зміни кон'юнктури ринку та посилюваної конкуренції.

З метою чіткого окреслення логістичного підходу до функціонування автосервісного підприємства необхідно було чітко визначити суть логістичної концепції і встановити завдання діяльності та розвитку.

Аналізуючи фактори, які впливають на розвиток автосервісу в Україні, встановлено що всі вони безпосередньо пов'язані з попитом. Рівень попиту послуг і собівартість робіт визначають ціну послуги та забезпечують обсяг робіт, що виконуються на підприємстві автосервісу. Зі сказаного слідує, що науково-обґрунтована програма розвитку автосервісних послуг повинна базуватися на концепції, в основі якої лежить показник попиту. Власне такою концепцією є концепція логістичного підходу. Предметом логістичного сервісу є комплекс (набір) відповідних послуг, об'єктами – конкретні споживачі матеріальних потоків. Базовими (первинними) елементами логістики сервісного відгуку стали: сервісний потенціал; час очікування; канали розподілу; якість обслуговування.

Отже, український авторинок сприяє стрімкому розвитку автосервісних підприємств. Умовою їхнього ефективного функціонування на ринку автосервісних послуг є застосування логістичного підходу. Логістична концепція в застосуванні до підприємств автосервісу полягає в необхідності поєднання задоволення попиту на послуги автосервісу з фінансово-виробничими потребами самого підприємства. Важлива роль у реалізації такого підходу відводиться інформаційно-аналітичному забезпеченню, розроблення науково-методичних засад якого складає перспективу подальших досліджень.

WWW

СЕКЦІЯ 10

ПІДІЙМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ЕЛЕМЕНТИ
ПРИВОДІВ МАШИН

УДК 629.413 – 592.112

ТЕОРІЯ, РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ РІЗНИХ ТИПІВ ДИСКІВ ДЛЯ ГАЛЬМІВНИХ
ПРИСТРОЇВ

THEORY, CALCULATION AND CONSTRUCTION OF VARIOUS TYPES OF DISKS FOR BRAKING
DEVICES

Микола Вольченко¹, Петро Красін¹, Олег Стадник²

¹Кубанський державний технологічний університет,
вул. Московська, 2, м. Краснодар, 350000, Росія;

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

The article considers the theory, calculation and construction of various types of discs for braking devices.

Розрахунковим шляхом отримані закономірності впливу конструктивних та експлуатаційних параметрів гальмівного пристрою дискової колодки на єдине енергетичне поле їх пар тертя при електротермомеханічній контактній-імпульсній взаємодії. Вони полягають у тому, що особливостями конструкції гальмівних дисків і зміною їхніх тахограм забезпечується взаємозв'язок швидкісної, силової, електричної і теплової характеристик, що становлять єдине поле енергетичної взаємодії металополімерних пар тертя. Усе вищевикладене необхідно враховувати при теоретичних дослідженнях, розробленні розрахункових методів і конструюванні гальмівних дисків.

Теоретичні дослідження ефективності різних типів гальмівних дисків проводилися в такій послідовності:

- розроблення загальної моделі (динамічної, назрівуючої та охолоджуваної), застосовуючи до суцільних та самовентилуючих гальмівних дисків;
- оцінка енергонавантаженості пар тертя дискового гальма з урахуванням коефіцієнтів розподілу теплових потоків між фрикційними елементами;
- побудова термограм поверхневого і об'ємного характеру для гальмівного диска з подальшим визначенням його поверхневих і об'ємних температурних градієнтів;
- оцінка напружено-деформованого стану диска з урахуванням впливу двовимірного змінного температурного поля;
- визначення інтенсивності вимушеного охолодження зовнішніх і внутрішніх поверхонь дисків, омиваючих швидкісними струмами повітря, з урахуванням його об'ємної витрати;
- зниження енергонавантаженості гальмівних дисків при використанні різних ефектів (вихрового, теплової трубки та інших).

Теоретичні дослідження проводили для нано-, мікро- і макрорівнів з врахуванням не лише інтенсивності фрикційної взаємодії пар тертя гальма, але й енергетичних рівнів поверхневих і підповерхневих шарів елементів тертя при їх електротермомеханічному навантаженні. При цьому враховували імпульсний і тривалий характер підведення теплоти до матеріалів пари тертя трибоспряження.

Послідовність розрахунків відповідає черговості протікання процесів, явищ і ефектів на плямах контактів мікроступів пар тертя гальма дискової колодки, а також в їхніх поверхневих і підповерхневих шарах.

Конструювання гальмівних дисків виконували з урахуванням допустимих обмежень швидкісних, силових, електричних і теплових характеристик пар тертя гальма дискової колодки при їх електротермомеханічному навантаженні.

УДК 621.1

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЕЛЕМЕНТІВ ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЇВ АВТОКРАНІВ З МОДИФІКОВАНИМИ РОЛИКАМИ

COMPUTER SIMULATION CONTACT INTERACTION OF ELEMENTS SUPPORTING-TURNING DEVICE WITH MODIFIED ROLLER MOBILE CRANES

Володимир Гелетій, Ярослав Новіцький, Володимир Федик

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

The analysis of computer simulation contact interaction of elements supporting-turning device with modified roller mobile cranes is conducted. The conducted researches give necessary information for the adequate finite-elements design of contact of elements of turning support of truck cranes. Influence of geometrical parameters is investigated on their bearing strength.

Роликові опорно-поворотні пристрої автомобільних кранів відносяться до одних з найбільш навантажених і відповідальних елементів

Один із шляхів підвищення несучої здатності опорно-поворотних пристроїв є розроблення модифіковані конструкції роликів, для яких суттєво зменшується геометричне тертя, що в поєднанні із значними контактними напруженнями призводить до передчасного зношування механізму.

Запропонована форма роликів з торцевою зовнішньою опуклою сферичною поверхнею і торцевою внутрішньою угнутою сферичною поверхнею суттєво зменшує відносне ковзання і відповідно зношування роликів. Авторами проведений аналіз контактної взаємодії модифікованих елементів опорно-поворотного пристрою автокранів за допомогою комп'ютерного скінченно-елементного моделювання в середовищі SolidWorks Simulation, досліджена його адекватність, а також вплив ряду геометричних параметрів роликів на розподіл контактних напружень.

Однак при цьому не враховувалися деформації самих кілець та геометрія розташування роликів на бігових доріжках. Запропонована авторами твердотільна модель опорно-поворотного пристрою враховує ці параметри його елементів. Проведений аналіз виявив більш точну картину нерівномірного розподілу навантажень роликів. Як і слід було очікувати, максимуми навантажень припадають на 3 – 4 ролики, розташовані вздовж осі опорно-поворотного пристрою, яка співпадає з віссю стріли. Дослідження величини цього навантаження показали, що контактний тиск на максимально навантаженому ролику та біговій доріжці теж розподілений нерівномірно. Таким чином, підтверджена можливість підвищення ресурсу пристрою як за рахунок розподілу навантаження на більшу кількість роликів шляхом збільшення жорсткості обойм, бігових доріжок, так і модифікацією форми ролика.

УДК 621.1

ЕКОНОМІЯ ЕНЕРГІЇ В РЕГУЛЬОВАНОМУ ГІДРОСТАТИЧНОМУ ПРИВОДІ ДЛЯ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ СПОРУД ЛОГІСТИЧНИХ СИСТЕМ

ECO IN CONTROLLED HYDROSTATIC DRIVES FOR CONVEYING BUILDINGS LOGISTICS SYSTEMS

Отто Григоров, Дар'я Зюбанова, Всеволод Стрижак

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

Об'ємний регульований привід може знайти широке застосування в логістичних системах, де використовуються крани-штабувальники, велосипедні крани, контейнерні перевантажувачі. Найбільш привабливими є здатність гідроприводів економити енергію. Для кількісної оцінки економії енергії створений стенд [1], який обладнано різноманітними сенсорами і апаратурою.

Для порівняння двох приводів – гідравлічного і асинхронного з фазним ротором за результатами експериментальних досліджень побудовано графіки (рис. 1), де α_e – кут повороту люльки насоса, Ω/Ω_0 – відносна швидкість, e – відносна продуктивність насоса, $t/t_{розг}$ – відносна швидкість розгону.

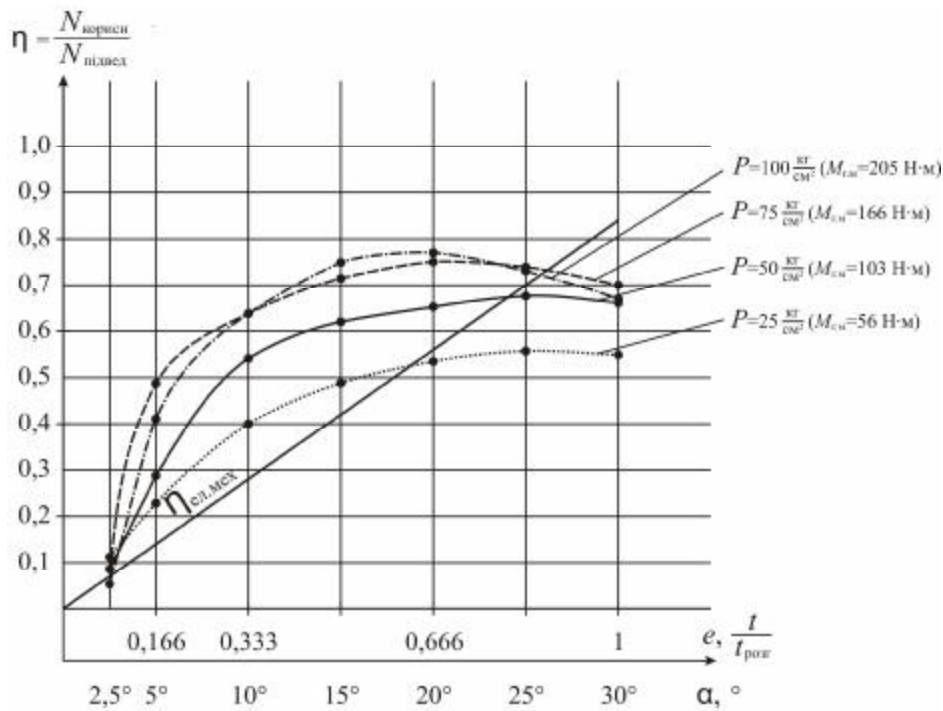


Рис. 1. Результати експериментальних досліджень

Залежності ККД гідростатичного η і електромеханічного $\eta_{ел.мех.}$ приводів від кута повороту люльки насоса α_e , відносної продуктивності e і відносної швидкості розгону $t/t_{розг}$.

Графіки свідчать, що на етапі розгону інтегральний η електрогідроприводу в 1,2 раза вищий, ніж інтегральний η електромеханічного приводу при номінальному завантаженні. В зоні значень Ω/Ω_0 близьких до нуля цей показник сягає значень 1,64–2,29.

1. Григоров О.В. Стенд для дослідження регульованого об'ємного привода пересування й повороту / О.В. Григоров, В.В. Стрижак, Д.М. Зюбанова, М.Г. Стрижак // Науково-технічний та виробничий журнал "Підійомно-транспортна техніка", Одеський національний політехнічний ун-т, 2013 р. – № 3(39). – С. 65-68.

УДК 621.873

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ З УРАХУВАННЯМ ДІЇ ІНТЕНСИВНОГО ВІТРУ

INVESTIGATION OF STABILITY OF CRANES TAKING INTO ACCOUNT THE ACTION OF INTENSE WIND

Олег Іваненко

Харківський національний автомобільно-дорожній університет,
вул. Петровського, 25, м. Харків, 61002, Україна

The possibility to apply the elements of catastrophe theory for stability analysis on the example of movement of the gantry crane KKC -10 under wind action has been demonstrated.

Відомо, що навіть при невеликому вітрі робочого стану можливий угін мостових, порталних, козлових, баштових і інших кранів, які працюють на відкритому повітрі. Так кран, загальмований механічними гальмами, може привести в рух вітер зі швидкістю 20...25 м/с.

Особливо це актуально для вантажопідійомних кранів з високо розташованим центром мас, для яких необхідне проведення аналізу з метою виявлення умов забезпечення стійкості від перекидання.

Тут необхідно визначити параметри системи, при яких відбувається її якісні зміни (втрата стійкості крана, що призводить до виникнення аварійного режиму руху – падіння крану).

Більш повні дослідження можливі за допомоги теорії катастроф, основні положення якої були розроблені на рубежі 1970р. у роботах Р. Тома.

Предметом теорії катастроф є стан рівноваги $y_i(C_a)$ потенційної функції $V(y_i, C_a)$ змінні при зміні параметрів, що управляють C_a . При цьому катастрофами називаються стрибкоподібні зміни, що виникають у вигляді раптової відповіді системи на плавну зміну зовнішніх умов.

Завдання зводиться, в цій постановці, до дослідження структурної стійкості з однією з моделей Тома, отримуваний при канонічному розкладанні потенційної функції в неморсовській критичній точці:

$$V = Cat(l, k) + \sum_{j=1}^n I_j(c) \cdot y_i^2, \quad (1)$$

де $Cat(l, k)$ – функція катастрофи, яка є функцією змінних l (стану) і k (керівників) параметрів;

$I_j(c)$ – власні значення матриці стійкості або гессіана; y_i – містить незалежні початкові і перетворені змінні; n – число незалежних змінних; c – керуючий параметр.

Функція катастроф, що визначається з (1) має вигляд суми:

$$Cat(l, k) = CG(l) + Pert(l, k), \quad (2)$$

де $CG(l)$ – паросток катастрофи; $Pert(l, k)$ – обурення катастрофи.

У даному випадку функція залежить від двох параметрів крану (бази крану і висоти розташування його центру мас), які керують, приводяться до канонічної форми з функцією катастрофи типу А3 (складка).

Після перетворення і розрахунків на прикладі козлового крану ККС-10 отримуємо швидкість наїзду крану на тупикові упори при дії вітру, тобто при швидкості наїзду $V \geq 5,6$ м/с кран може втратити стійкість.

УДК 621.874

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПНЕВМОГІДРАВЛІЧНОГО БУФЕРА, ЩО ЗАБЕЗПЕЧУЮТЬ БЕЗПЕЧНУ ЗУПИНКУ КРАНА

ESTIMATION OF PNEUMOHYDRAULIC BUFFER PARAMETERS THAT PROVIDE THE CRANE SAFETY STOP

Ілля Ісєєміні

Українська інженерно-педагогічна академія,
вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна

The paper presents the result of simulation of the running of crane with pneumohydraulic buffers into end stops. The simulation by means of two-mass dynamic design diagram and set of equations that describe running of crane into end stops was done. After analysis of results that in-simulation were got were established that the most effective braking occurs when the correlation of hydraulic and pneumatic resistances at the beginning of braking are 40 and 55 percent respectively.

Експлуатація мостових вантажопідіймальних кранів пов'язана з підвищеною небезпекою, що пояснюється можливістю виникнення аварійних ситуацій, зокрема, через низьку надійність захисних систем вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках рейкової колії [1].

Для підвищення безпеки експлуатації мостових кранів у цілому та надійності їхніх захисних систем, зокрема, був розроблений пневмогідролічний буфер [2]. Визначення співвідношення гідролічного та пневматичного опорів, що забезпечує найефективніше гальмування крана під час роботи пневмогідролічного буфера, є дуже важливим, оскільки неоднаковий розподіл зусиль опорів може призвести до жорсткого удару чи навпаки – до збільшення гальмівного шляху крана.

У результаті моделювання процесу наїзду кранів на тупикові упори було знайдено частки, які становлять значення гідролічного та пневматичного опорів від сили наїзду крана на початку гальмування при наїзді на тупикові упори з номінальною швидкістю та дотримуванні сповільнення 4 м/с^2 . Наїзд на тупикові упори з вантажем і без нього моделювався з однаковими параметрами пневмогідролічного буфера для крана певної маси.

Проаналізувавши отримані результати, було встановлено, що середнє значення частки гідролічного упору від сили наїзду на початку гальмування становить 40,2 %, а пневматичного упору – 58,9 %. Отже, при розрахунках пневмогідролічного буфера рекомендовано, щоб гідролічний опір становив 40 %, а пневматичний опір – 55 % від сили наїзду на початку гальмування.

Отримане співвідношення гідролічного та пневматичного опорів на початку гальмування крана пневмогідролічним буфером дозволяє розраховувати буферний пристрій так, щоб забезпечити найефективніше гальмування крана. Також рекомендується дотримуватись вищенаведених значень співвідношення пневматичного та гідролічного опорів при експлуатації пневмогідролічних буферів.

1. Ісьєміні І. І. Визначення параметрів пневмогідролічного буфера, що забезпечують безпечну зупинку крана / І. І. Ісьєміні, Г. І. Фесенко // Машинобудування : зб. наук. пр. / Укр. інж.-пед. акад. – X., 2014. – Вип. 14. – С. 10–14. 2. Пат. 69229 Україна, МПК⁹ F 16 F 5/00. Захисна система вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках шляху / С. Л. Смоляков, І. І. Ісьєміні (UA); Укр. інж.-пед. акад. – № и 2011 11415; заявл. 27.09.2011; опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8. – 3 с.

УДК 612–8.12:620.178.7

ПРОЕКТУВАННЯ ПРОТИУДАРНИХ ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНИХ АМОРТИЗАТОРІВ

DESIGN OF THE SHOCK-PROOF ELASTIC PLASTIC ABSORBERS

Юрій Кіпрєєв, Вадим Микитюк

Національний університет кораблебудування,
проспект Героїв Сталінграда, 9, м. Миколаїв, 54025, Україна

The results of researches of the shock-proof shock absorbers reducing energy by the shock over laden equipment have been presented. Tests of the models have proved the correctness of theoretical conclusions. Experimentally checked method of the shock-proof absorbers design with the guaranteed characteristic of deformation has been worked out.

В умовах відродження вітчизняного суднобудування й створення сучасного військово-морського флоту захист судових машин від ходової вібрації і ударних навантажень, що передаються

через фундамент, є одним з актуальних завдань. Для цього захисту застосовуються амортизатори у вигляді елементів циліндричної оболонки, що поглинають енергію удару за рахунок пластичної деформації матеріалу.

Однак амортизатори цього типу, маючи гарний протиударний ефект у радіальному напрямку оболонки, мають значно гірші характеристики в напрямку осі оболонки (через дуже велику жорсткість при деформації в напрямку твірної). Розроблені раніше варіанти амортизатора з прорізами сталі ширини мають істотний недолік – неможливість деформування за пружно-пластичною залежністю. При утворенні пластичних шарнірів у защемленнях ударне навантаження, як і раніше, передається на устаткування, але при більш м'якій характеристиці I (рис. 1, z). З цієї причини амортизатори з дугоподібними прорізами сталі ширини не здатні передавати задане гарантоване ударне навантаження.

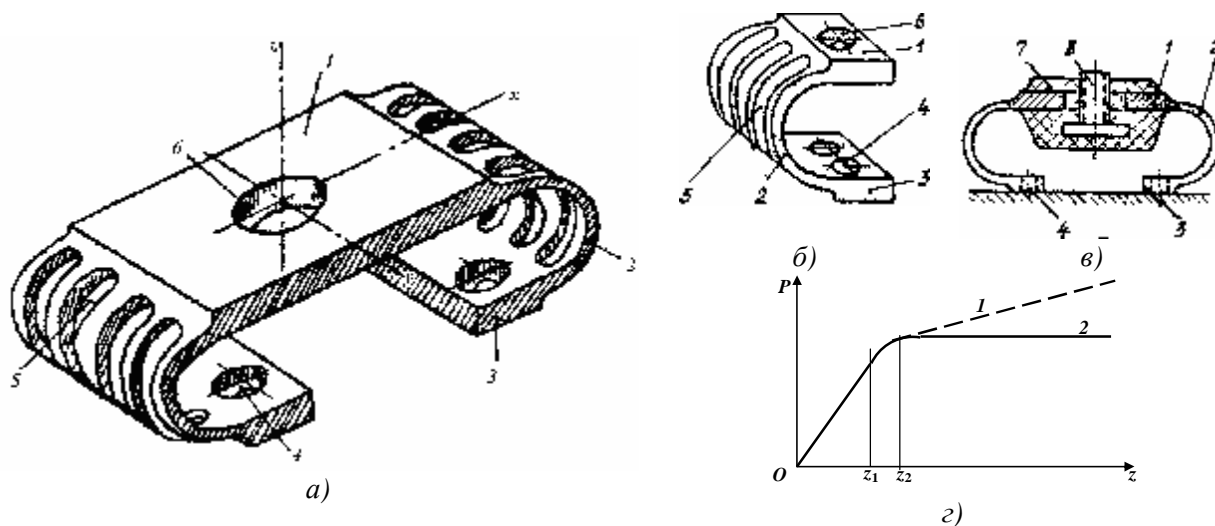


Рис. 1. Амортизатор: а – загальний вид; б, в – конструктивні варіанти; з – характеристика деформування

Для створення пружно-пластичної характеристики авторами внесені такі конструктивні зміни, за яких пластичний шарнір виникає також у середньому перетині. При утворенні третього шарніра характеристика 2 (рис. 1, z) стає пружно-пластичною. Авторами розроблена методика проектування амортизатора, який має таку характеристику деформування. Виконані дослідні моделі та проведені випробування підтвердили розроблену методику. Отримано сім патентів на варіанти конструкції.

Амортизатор (рис. 1, a) складається з металевого елемента у вигляді суцільної конструкції та містить потовщену плоску ділянку 1 для приєднання до опорної лапи об'єкта, який захищають. Робоча частина амортизатора складається з дугоподібних елементів 2 з наскрізними прорізами 5; плоскі стовщені ділянки 1 і 3 мають отвори 4 і 6 під кріпильні болти. У випадку амортизації об'єкта його лапа монтується на втулку, що з'єднується з пластиною 1 вулканізованим гумовим блоком (рис. 1, $в$).

Розроблено методику проектування протиударних амортизаторів з гарантованою пружно-пластичною характеристикою деформування. Методика проектування дозволяє визначити оптимальні розміри амортизатора.

УДК 621.874

ЗУСИЛЛЯ, ЯКІ ВИНИКАЮТЬ У РЕЙЦІ ПРИ ПЕРЕСУВАННІ МОСТОВОГО КРАНА

EFFORT THAT ARISE IN THE RAIL AT MOVEMENT OF DRIDGE CRANE

Тетяна Краснокутська

Українська інженерно-педагогічна академія,
вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна

The process of movement trolley on bridge crane and load arising in the rails. It is not accepted assumption that constant load and is only valid at the time of contact of the wheel and the rail section considered. Calculations made it possible to determine the changes mentioned points bending, pressure and bending stresses when accounting functions lead to dynamic loads and transferred to the metal structure of the crane, causing oscillations.

Навантаження ходових коліс викликає згин і кручення кранових рейок. В інженерній практиці врахування напруженого стану компенсують зниженням допустимих напружень або відповідним збільшенням розрахункових навантажень. Міцність і зносостійкість рейок визначається напруженнями в місцях передачі навантаження від коліс на рейку і напруженнями, які виникають при згині і крученні під дією нормальних, поздовжніх і поперечних навантажень.

Напружений стан рейки залежить також від метода укладання на балках і на фундаментах (на прокладках, на шпалах або зі спіранням підшви по всій довжині).

Якщо рейка спирається по всій довжині на масивний фундамент, то в перерізі рейки, який знаходиться на відстані x_1, x_2 від тиску ходових коліс P_1, P_2 момент згину визначиться за формулою [1]

$$M = \frac{1}{4b}(P_1 j_1 + P_2 j_2 + \dots); \text{ де } j = e^{-bx_i}(\cos bx_i - \sin bx_i), \quad b = \sqrt[4]{\frac{kB}{4EI}},$$

де B – ширина підшви рейки; I, E – момент інерції і момент пружності рейки, k – модуль основи.

Тиск під підшвою рейки $P = \frac{b}{2B}(P_1 y_1 + P_2 y_2 + \dots)$; де $y = e^{-bx_i}(\cos bx_i + \sin bx_i)$. При розрахунках приймають, що функції j швидко затухають і тому можна допустити, що рейка навантажена одним колесом P_1 .

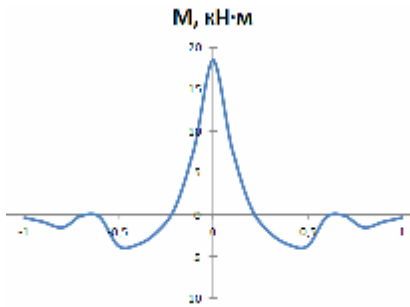


Рис. 1. Графік моменту згину в перерізі рейки

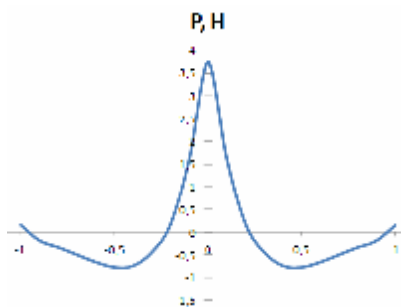


Рис. 2. Графік навантаження під підшвою рейки

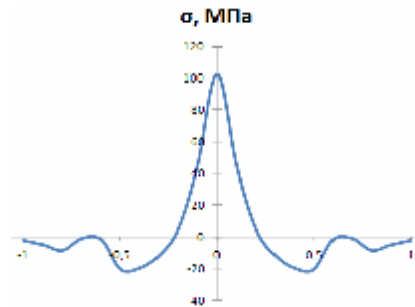


Рис. 3. Графік напруження в рейці

Ми проаналізували, як будуть змінюватися значення моменту згину, тиску і напружень згину при врахуванні функції j на відстані $x = 1$ м (рис. 1 – рис. 3). Бачимо, що функції моменту згину, тиску і напружень є знакозмінні функції, які приводять до динамічних навантажень і передаються на металоконструкцію крана, викликаючи його коливання.

1. Ковальський Б.С. Расчет крановых рельсов. / Б.С.Ковальский // Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Техника, вып. 9. – 1978. – С. 3-8.

УДК 614.84

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПОЖЕЖНИХ МАЛОМІРНИХ СУДЕН ДЛЯ ПРОТИПОЖЕЖНОГО ЗАХИСТУ БЕРЕГОВОЇ ЗОНИ

JUSTIFICATION PARAMETERS OF FIRE BOATS AND SHIPS FOR THE FIRE PROTECTION OF THE COASTAL ZONE

Віталій Кропивницький¹, Андрій Калиновський²

¹Український науково-дослідний інститут цивільного захисту,

вул. Рибальська, 18, м. Київ, 01011, Україна;

²Національний університет цивільного захисту України,

вул. Чернишевська, 94, м. Харків, 61023, Україна, e-mail: kalinovskiy.a@nuczu.edu.ua

Grounded performance, ergonomic and technological requirements for the design of small river fire boat with advanced tactical possibilities. This will resolve current scientific and technical task that will improve the efficiency of fire protection of the coastal zone.

У зв'язку з розвитком берегової інфраструктури все більш актуальною стає завдання поповнення малого флоту спеціалізованими робочими судами, в першу чергу тими, що здатні прийти на допомогу всім, хто набрав телефонні номери екстрених служб. Але у великих прибережних містах пожежні підрозділи поки навряд чи можуть похвалитися наявністю флоту «швидкого реагування», в умовах зростаючої потреби в ньому.

У світовій практиці для ліквідації надзвичайних ситуацій на берегових територіях застосовуються спеціалізовані маломірні пожежні судна (пожежно-рятувальні катери) з різними варіантами планування палубного простору, а також різним схемами розміщення комплексу спеціального устаткування і спорядження.

Загальним істотним недоліком існуючих пожежно-рятувальних катерів є обмеженість тактичних можливостей, внаслідок відсутності технічної можливості проведення аварійно-рятувальних робіт на водних об'єктах з малими глибинами і засміченим фарватером, а також відсутності спеціального обладнання для проведення аварійно-рятувальних та водолазних робіт. Також, істотним недоліком є відсутність допоміжних засобів проведення евакуації постраждалих.

Враховуючи недоліки конструкцій і тактичних можливостей існуючих моделей пожежних катерів, є потреба в розробленні малого річкового пожежного катера з розширеними тактичними можливостями.

Для розв'язання зазначеної проблеми необхідно проаналізувати і сформулювати набір вимог (обмежень) до розміщення пожежно-технічного устаткування на борту пожежно-рятувального катера швидкого реагування; побудувати математичну модель задачі розміщення пожежно-технічного устаткування на борту пожежно-рятувального катера швидкого реагування і дослідити її особливості; розробити метод компоновки пожежно-технічного устаткування на борту пожежно-рятувального катера швидкого реагування; розробити алгоритмічне і програмне забезпечення методу і розробити рекомендації щодо їх впровадження; визначити ефективність використання розробленого пожежно-рятувального катера швидкого реагування з урахуванням експлуатаційних, ергономічних та технологічних чинників.

УДК621.87:62-567

ОБґРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРУЖИННО-КУЛЬКОВИХ БУФЕРНИХ ПРИСТРОЇВ МОСТОВИХ КРАНІВ

JUSTIFICATION OF THE DESIGN PARAMETERS OF A SPRING-BALL BUFFER DEVICES BRIDGE CRANE

Валерій Лінгур

Одеський національний політехнічний університет,

проспект Шевченка, 1, м. Одеса, 65044, Україна

Proposed a method of calculating the dynamic loads at arrival the bridge crane to the buffer device spring-ball type. Set a list of requirements to the parameters of the buffer. The received theoretical depending for definition of dynamic characteristics of the buffers.

Гарантування безпечної роботи мостових кранів, які відпрацювали свій розрахунковий термін експлуатації, шляхом захисту їхніх конструкцій від надмірних динамічних зусиль, перевантажень та

наступних за цим аварійних поломок є однією з актуальних виробничих задач. Неможливість однозначної оцінки таких факторів як максимальна швидкість наїзду крана на тупикові упори, висота розташування та можливість розгойдування в різних напрямках вантажу, інерційні характеристики елементів приводу та інші не дозволяє будувати точних розрахунково-динамічних моделей мостових кранів і тупикових упорів [1]. Для підвищення надійності роботи мостових кранів запропоновано використання пружинно-кулькових буферних пристроїв, ефективна робота яких характеризується великими значеннями енергоємності та коефіцієнту поглинання [2].

Використовуючи методику [3], проведено аналітичні дослідження динамічної взаємодії мостового крану з буферами пружинно-кулькового типу, які базуються на енергетичній залежності, коли уся кінетична енергія крану переходить в потенційну енергію деформованих пружин буферу.

За результатами цих досліджень було визначено перелік вимог до конструкцій пружинно-кулькових буферних пристроїв для забезпечення їх ефективної роботи.

У відповідності до вимог, отримані теоретичні залежності, завдяки яким: встановлено, що величина динамічних навантажень при наїзді мостового крану на пружинно-шарикові буферні пристрої залежить від кількості комплектів шариків передавального механізму, жорсткості пружин та коефіцієнта передачі силових потоків; показано, що такі буфери мають змінну жорсткість, а це дозволяє забезпечити високу енергоємність та коефіцієнт поглинання кінетичної енергії мостового крану близький до одиниці; наведені рекомендації по вибору параметрів буферного пристрою (жорсткості і кількості пружин та кількості комплектів шариків передавального механізму) для максимального зменшення впливу динамічних навантажень.

Для підтвердження аналітичних залежностей та аналізу впливу конструктивних параметрів на динамічні характеристики буферних пристроїв пружинно-кулькового типу було виготовлено натурних зразок та проведено експериментальні дослідження. Вони підтвердили ефективність роботи таких буферів по зменшенню динамічних навантажень на мостові крани при їх взаємодії.

1. T.N. Haas. *Numerical (FEA) Evaluation of Crane End Buffer Impact Forces, Doctorate degree dissertation, University of Stellenbosch, Stellenbosch, 2007, 243 с.* 2. Семенюк В.Ф., Лингур В.Н. *Особенности шарикового передаточного механизма // Праці Одеського політехнічного університету: Науковий та науково-виробничий збірник. – Одеса, 2012. – Вип. 2(39). – С. 55–60.* 3. Н.А. Лобов. *Динамика передвижения кранов по рельсовому пути: Учебное пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. – 232 с.*

УДК 621.86

КОЕФІЦІЄНТ ЗНИЖЕННЯ НАТЯГУ У ВИТКАХ КАНАТА, НАВИТИХ НА БАРАБАНИ

FACTOR OF REDUCTION TENSION WRAPS IN WIRE ROPE COILED ON THE DRUM

Андрій Ломакін

Українська інженерно-педагогічна академія,
вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна

The paper considers the behavior of the shell of the drum under the influence of turns of the rope. Introduced by the correction factor given the opportunity to more accurately determine the coefficient for reducing the tension of the rope i -th round of the rope.

При навиванні каната на обичайку барабана натяг у витках змінюється, це пояснюється пружними властивостями циліндричної оболонки і каната, а також наявністю сили тертя між обичайкою і канатом. Обичайка деформується не тільки під знову навиваним витком, але й під витками навитими раніше. Внаслідок деформації зменшуються первісний радіус оболонки і довжина витків каната, навитих на неї, що веде до перерозподілу натягу в канаті.

Виходячи з того, що зменшення відносного видовження каната дорівнює відносному стиску оболонки при навиванні наступних витків, відносна величина залишкового натягу в намотаному канаті, визначеного коефіцієнтом зниження натягу каната, навитого на барабан [1],

$$C = \frac{1}{1 + 0,64 \frac{E_{кн} F_{кн}}{E \sqrt{rd^3}} \sum_1^n h_i(b x_i)} \quad (1)$$

Для отримання точніших результатів введемо поправковий коефіцієнт у формулу (1):

$$C = \frac{1}{1 + 0,64 \frac{E_{кн} F_{кн}}{E \sqrt{rd^3}} \sum_1^n h_i(b x_i)} \cdot 1,05 \quad (2)$$

Порівняно дані, отримані розрахунком за формулами (1), (2), і отримані експериментальним шляхом (рис. 1).

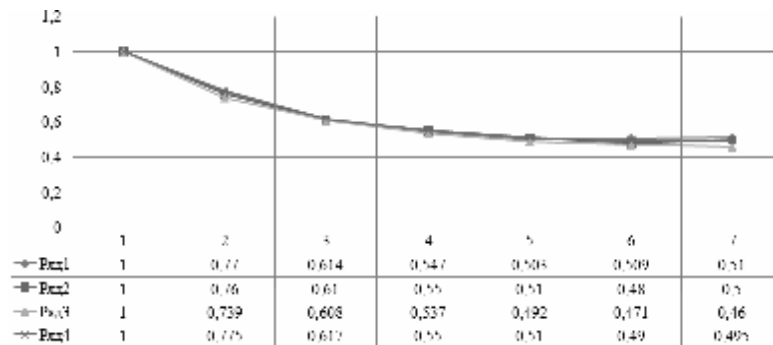


Рис. 1. Графік зміни натягу у витках каната: ряд 1 – дані, отримані експериментальним шляхом М.П. Артьоменко, ряд 2 – дані, отримані експериментальним шляхом [2], ряд 3 – дані, отримані розрахунком за формулою (1), ряд 4 – дані, отримані розрахунком за формулою (2)

Як бачимо, результати, отримані за розрахунковою формулою (1), наближені до даних, отриманих експериментальним шляхом. Але при збільшенні кількості витків навінутих на барабан розбіжність збільшується, виникає необхідність введення у формулу поправкових коефіцієнтів. Був введений поправковий коефіцієнт, який дав можливість більш точно визначити коефіцієнт зниження натягу каната для i -го витка каната.

1. Морозов Б.А. Исследование прочности барабанов грузоподъемных машин. – ЦНИИТМАШ, кн. 27, 1949. 2. Фидровская Н.Н., Ломакин А.А. Давление витков каната на оболочку барабана / Н. Н. Фидровская, А. А. Ломакин // Машинобудовання. – 2014. – № 14. – С. 44-53.

УДК 621.874: 539.3

ОПТИМІЗАЦІЯ ЗАЛИШКОВОГО НАПРУЖЕНОГО СТАНУ МЕТАЛЕВИХ КОНСТРУКЦІЙ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ ПРИ ЇХ ВИГОТОВЛЕННІ

OPTIMIZATION OF RESIDUAL STRESSES IN HOISTING CRANES METAL STRUCTURES AT THEIR MANUFACTURING

Василь Лятуринський, Михайло Сидоренко

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

The paper presents a few ways to increase durability and reduce risks of the sudden destruction of crane box girders by regulation of the residual stress-strain state. Through a number of simulations and

experiments, authors determined the typical residual stresses distribution in the most damageable sectors of crane box girders depending on a number of structural and technological features.

Зварні балки коробчастого перетину на сьогодні є найбільш поширеним типом пролітних елементів кранових металоконструкцій (МК). При розрахунках та виготовленні даних балок наявність і розподіл залишкових напружень (ЗН) не враховується. Фактори вичерпання пластичності та наявності високих ЗН розтягу значно впливають на довговічність МК. Є актуальним експериментальне та розрахункове дослідження розподілу ЗН у коробчастих балках (КБ) та формулювання конструкторських і технологічних рекомендацій щодо їх виготовлення.

Для розрахунків ЗН у дослідженні використовувався числовий метод скінченних елементів (СЕ). Моделювання проводилося за два етапи: термічний і механічний; враховувалася механіка фазових перетворень. Верифікація моделювання проводилася експериментальним методом свердління глухого отвору з тензометруванням поверхневих деформацій.

Були отримані картини ЗН низки конфігурацій СЕ-моделей характерних вузлів КБ у залежності від конструктивних і технологічних факторів. У результаті дослідження встановлено:

1. Ділянки коробчастих балок, статистично найбільш схильні до утворення тріщин, фактично є зонами найбільш високих ЗН і значного вичерпання пластичності металу при виготовленні.

2. Величина зазору між діафрагмою і нижнім поясом та розмір катетів кутових підрізів діафрагм істотно впливає на ЗН у локальній зоні стінки біля кутів діафрагм. Рекомендується, щоб мінімальний зазор між вертикальним швом діафрагми і будь-яким поясом становив 35 мм.

3. Період охолодження конструкції між послідовним накладенням близько розташованих швів, або накладання двох валиків двостороннього шва має бути мінімальним (до двох хвилин). Це сприяє двократному зниженню максимальних ЗН та значному зниженню рівня пластичних деформацій.

4. У результаті числових та натурних експериментів вперше деталізовано напружений стан ЗТВ двосторонніх таврових поясних з'єднань, криволінійних та типових близько розташованих зварних швів коробчастих балок.

5. Вдосконалено методику свердління глухих отворів з тензометруванням поверхневих деформацій для визначення ЗН зварних з'єднань.

УДК 621.833.65

ПЕРЕДАЧА ОБЕРТАЛЬНОГО МОМЕНТУ ПРОФІЛЬНОЮ ВТУЛКОЮ

TORQUE TRANSFER BY THE PROFILED SLEEVE

Володимир Малащенко¹, Володимир Стрілець², Юрій Брошук²

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 structure and principle of work of new clutch with profiled sleeve is described. Benefits of use of such clutch listed.

Описуються пристрої для передачі обертального моменту від одного вала до другого. Такими пристроями у машинах є муфти. Крім цього, муфти виконують і інші 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 машин; виконують запобігання перевантаження механічних приводів і таке інше.

Розглядаються конструкції самих простих некерованих глухих втулкових муфт, у яких муфта виконана у вигляді циліндричної втулки з'єднаної з валами штифтами, шпонками або шліцами.

Основним недоліком таких муфт є те, що вони мають велику жорсткість і виконують лише такі функції – з'єднують вали і передають обертальний момент від одного вала до другого миттєво, тобто ударно.

На основі аналізу недоліків згаданих конструкцій відомих втулкових муфт розроблена конструкція нової муфти із профільною втулкою, яка може м'якше передавати обертальний момент і працювати, як запобіжна.

Профільна втулка такої муфти виконана, наприклад, з поперечним перетином рівностороннього трикутника вершини якого винесені назовні і мають, наприклад, підковоподібний обрис. На вихідних ділянках ведучого і веденого валів виконані лиски під грані рівностороннього трикутника профільної втулки. При з'єднанні вихідних ділянок валів на них встановлюють профільну втулку так, що грані рівностороннього трикутника контактують з лисками на валах.

Утворена муфта у вигляді профільної втулки працює так. При обертанні ведучого вала, через пружну профільну втулку, обертальний момент передається на ведений вал. Збільшення обертального моменту приводить до деформації пружної профільної втулки із-за розтискання її граней і підковоподібних вершин рівностороннього трикутника. Тому обертальний момент від ведучого вала до веденого вала передається порівняно м'яко. При збільшенні та перевищенні максимального обертального моменту пружна профільна втулка розтискається за рахунок деформації граней і пружних підковоподібних вершин до такої величини, що вал ведучий або ведений прокручується у пружній профільній втулці, обертальний момент не передається – виконується запобіжна функція муфти. При зменшенні обертального моменту профільна втулка муфти повертається у початкове положення.

УДК 621.86 (87)

ПРОГНОЗУВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГАЛЬМ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН THE PREDICTION OF OPERATING EFFICIENCY OF THE LIFTING MACHINES BRAKES

Андрій Носко¹, Олексій Карпов², Григорій Бойко²

¹Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана,
ул. 2-я Бауманская, дом 5, стр. 1, г. Москва, 105005, Российская Федерация;

²Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля,
проспект Радянський, 59А, м. Северодонецьк, 93406, Україна

The method of efficiency estimation of the brakes and safe operation of the lifting machines that allows to predict the effectiveness of brakes operation under their design and use is submitted.

Гальма є одним з найбільш відповідальних вузлів, що визначають працездатність і безпеку вантажопідйомних машин (ВПМ). Удосконалення гальм є актуальною науково-технічною проблемою, розв'язок якої спрямовано на підвищення технічного рівня ВПМ.

Розроблено метод оцінювання ефективності гальм і безпеки роботи ВПМ, що дозволяє при проектуванні й експлуатації гальм прогнозувати ефективність їх роботи. Метод базується на аналізі зміни гальмівного моменту, оцінюванні ресурсу фрикційної пари й шарнірних з'єднань важільної системи, оцінювання ремонтпридатності гальма.

Запропоновано методику оцінювання зміни гальмівного моменту M_g [1], в якій його тимчасова залежність характеризується його мінімальним і максимальним відносними значеннями за період гальмування. Визначено інтервал припустимих значень M_g , що забезпечують безпеку роботи ВПМ. Визначено основні фактори, що призводять до зміни M_g : фактор температури – вплив температури на коефіцієнт тертя, фактор зношування – вплив зношування фрикційної накладки на зусилля натискання гальмівної колодки на диск/шків [1].

Запропоновано методику оцінювання довговічності гальма ВПМ [2, 3]. Запропоновано залежності для розрахунків міжремонтного терміну служби гальма, пов'язаного з виходом з ладу його елемента. Для оцінювання зношення фрикційної накладки гальма ВПМ обґрунтовано доцільність використання величини енергетичної інтенсивності масового зношування на контурній площині контакту [4]. Розроблено модель зношування шарнірного з'єднання, що враховує зношення пальця й отвору, початковий і граничний зазори між пальцем і отвором, що дозволяє оцінити ресурс шарнірів важільної системи гальм ВПМ.

За результатами проведених досліджень розроблено рекомендації, спрямовані на підвищення ресурсу шарнірних з'єднань важільної системи гальм ВПМ. Рекомендовано застосовувати самозмащувальні металофторопластові підшипники ковзання, що дозволяють у 5...7 разів збільшити ресурс шарнірних з'єднань.

Особливість розробленого методу оцінювання ефективності гальм і безпеки роботи ВПМ полягає в можливості визначення міжремонтного терміну служби гальма, часу відновлення його працездатності, експлуатаційних витрат, а також перевірки виконання умов безпеки роботи ВПМ.

1. Носко А.Л., Носко О.П. Влияние фрикционно-зносительных показателей на функциональные возможности гальм ПТМ // *Машинознание*. – 2005. – №4. – С. 22–25. 2. Носко А.Л. Оценка долговечности тормозных устройств грузоподъемных машин // *Механизация строительства*. – 2013. – №6 (828). – С. 36–40. 3. Носко А.Л. Практические рекомендации по оценке нагруженности узлов трения (применительно к тормозам ПТМ) // *Известия ТулГУ. Сер. Подъемно-транспортные машины и оборудование*. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2006. – Вып. 7. – С. 146–160. 4. Носко А.Л. Оценка ресурса фрикционной накладке тормоза ГПМ // *Трибология – машиностроению/Труды Всероссийской научно-технической конференции с участием иностранных специалистов*. – Москва, 2014. – С. 38.

УДК 621.873

ПОШУК ОПТИМАЛЬНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДУ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА В РЕЖИМІ ДИНАМІЧНОГО ГАЛЬМУВАННЯ

SEARCH OPTIMUM CHARACTERISTIC OF MOVEMENT'S MECHANISM OF BRIDGE CRANE IN DYNAMIC BRAKING MODE

Олексій Нсженцев, Григорій Бойко

*Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля,
проспект Радянський, 59А, м. Северодонецьк, 93406, Україна*

The method and results of optimization mechanical characteristics of drive movement of the bridge crane in the dynamic braking mode are expounded. The optimization algorithm of the mechanical characteristics is based on the methods of the theory of experiment planning ("steep climb" and planning of the second degree). Braking of crane by optimal characteristic it possible to reduce the maximum load on the metal structure by more than 20%, and the amplitude of causing swinging load after stopping the crane - four times as compared with the braking by block's brake or opposition.

Одним з найбільш ефективних шляхів здійснення плавного, економічного і безпечного гальмування вантажопідйомних кранів є динамічне гальмування (ДГ). Пошук оптимальної механічної характеристики приводу крана здійснювався за методикою, яка містить наступні етапи:

1. Виділення факторів, що визначають механічну характеристику приводу: максимального моменту M_k^* і критичного ковзання s_k^* .

2. Вибір критерію оптимізації. Процес гальмування крана всебічно характеризується параметрами: максимальними динамічними навантаженнями на металоконструкцію крана P_m^{\max} , часом гальмування t_T і максимальною амплітудою розгойдування вантажу після зупинки крана A^{\max} . В якості критерію оптимізації використана узагальнена функція бажаності $D = \sqrt[3]{d_1 d_2 d_3}$.

3. Вибір математичної моделі мостового крана. Оптимізацію механічної характеристики доцільно здійснювати за допомогою комп'ютерного експерименту на математичній моделі крана. Значення параметрів оптимізації P_m^{\max} , t_T і A^{\max} визначалися за результатами числового інтегрування системи нелінійних диференціальних рівнянь, що описують процес ДГ мостового крана, представленого тримасовою розрахунковою схемою.

4. Алгоритм пошуку оптимальної механічної характеристики кранового електроприводу в режимі ДГ. Оптимізацію виконано двома серіями дослідів методом крутого сходження та описом

знайденої локальної області поверхні відгуку D рівнянням регресії другого порядку за допомогою центрального композиційного ротатбельного уніформ-плану. Для уточнення оптимального значення D і координат оптимуму було здійснено канонічне перетворення отриманого рівняння регресії.

Таким чином, знайдено максимальне значення критерію оптимізації ($D=0,745$), якому відповідає оптимальна характеристика приводу пересування крана (при $M_K^*=380\text{Н}\cdot\text{м}$; $s_K^*=0,337$).

Отже, розроблена методика оптимізації механічних характеристик кранового електроприводу за узагальненим критерієм є ефективним інструментом підвищення техніко-економічних показників вантажопідйомних кранів; для динамічного гальмування мостових кранів вантажопідйомністю 20 т рекомендується знайдена оптимальна механічна характеристика, яка дозволяє знизити динамічні навантаження на металоконструкцію крана на 18 – 24%, амплітуду розгойдування вантажу після зупинки крана – в 3 – 5 разів порівняно з гальмуванням колодковим гальмом або противмиканням.

УДК 621.863.2

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ КАНАТА ОДНОКІНЦЕВОГО ПІДЙОМНИКА З ВИКОРИСТАННЯМ ДЕМПФУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

EXPERIMENTAL RESEARCHES OF DYNAMICS OF ROPE OF ONEEND LIFT WITH THE USE OF DAMPING DEVICE

Тетяна Осипова

Українська інженерно-педагогічна академія,
вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна

The paper presents the results of experimental researches of vibrations of end load on the rope of oneend lift at transients with the use of damping device. Use of a damping device was rotined by diminishing of maximal amplitude of vibrations of end load on a rope to 50 %.

Експериментальні дослідження проводилися на лабораторній установці, розробленій і встановленій у навчально-виробничих майстернях УІПА. Для зменшення динамічних навантажень у канатній системі підйомника використовувався демпфувальний пристрій з гумовими елементами. При експериментальних дослідженнях деформації каната й коливань кінцевого вантажу використовувався метод тензометрії, завдяки якому можна простежити комплекс навантажень на досліджувану область. Реєстрація напружено-деформовного стану дослідного об'єкта проводилася за допомогою АЦП/ЦАП ZET210, що призначений для вимірювання параметрів сигналів у широкому частотному діапазоні, що надходять з різних первинних перетворювачів.

Застосовуючи тарувальний коефіцієнт $K_{тар}$, одержали графіки зміни зусиль у канаті від часу в циклі роботи підйомника та параметри моделі однокінцевого підйомника, отримані при експериментальних дослідженнях, які представлені в табл. 1.

Таблиця 1

Експериментальні динамічні параметри підйомника

Параметр	Без застосування демпфувального пристрою		Із застосуванням демпфувального пристрою	
	порожня кліть	навантажена кліть	порожня кліть	навантажена кліть
Максимальне динамічне зусилля в канаті, Н	225,38	313,73	164,12	228,067
Стационарне зусилля в канаті, Н	115,95	161,85	123,3	167,07
Коефіцієнт динамічності каната експериментальний	1,938	1,94	1,33	1,365
Теоретичний коефіцієнт динамічності каната при коефіцієнті дисипації демпфувального пристрою 630 т/с	1,95	1,957	1,301	1,375

Експериментальні дослідження динамічних процесів коливального характеру в канаті однокінцевого підйомника показали зменшення максимальних динамічних навантажень, оцінювання яких провели за коефіцієнтом динамічності каната. Коефіцієнт динамічності каната з врахуванням тільки дисипативних сил каната перебуває в межах 1,94, застосування демпфувального пристрою зменшує коефіцієнт динамічності приблизно до 1,35, залежно від ваги кінцевого вантажу. Похибка теоретичних і експериментальних значень коефіцієнтів динамічності каната перебуває в межах 5 %, що припустимо для інженерних розрахунків.

Таким чином, рекомендуємо застосовувати в канатній системі барабанних підйомників демпфувальні пристрої, які, у взаємодії з канатом, зменшують максимальну амплітуду коливань каната при силових перехідних процесах до 50 % і знижують коефіцієнт динамічності каната в середньому до 1,35, тим самим збільшуючи термін служби каната.

УДК 621.865.8

ПРОГРАМНИЙ МОДУЛЬ АНАЛІЗУ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ

PROGRAM MODULE OF THE ANALYSIS OF KINEMATIC SCHEMES OF INDUSTRIAL ROBOTS

Іван Павленко, Павло Попруга

*Кіровоградський національний технічний університет,
проспект Університетський, 8, м. Кіровоград, 25006, Україна*

It presents the program module of the analysis of kinematic schemes of industrial robots.

Попередню уяву про рухи роботів можна одержати з кінематичних схем. Значна кількість ступенів рухомості робота призводить до великої кількості варіантів схем, що ускладнює вибір доцільного варіанту робота [1]. Для вирішення такої задачі створено алгоритм [2] та програмний модуль, який працює за допомогою розроблених процедур (рис. 1).

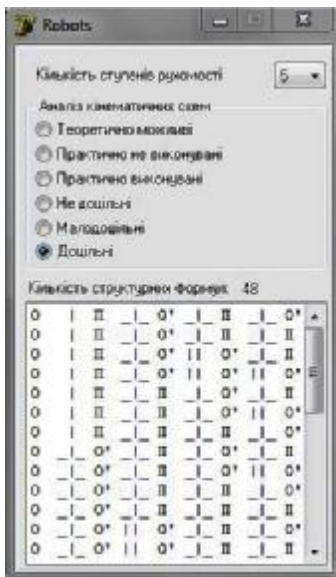


Рис. 1. Інтерфейс програмного модуля

Перша процедура створює список структурних формул теоретично можливих варіантів схем робота. Процедура працює на основі двох масивів даних. Перший – типи кінематичних пар, другий – напрям руху відносно попередньої пари [1, 2]. За створеним шаблоном компонується варіанти формул. Шаблон має вигляд $КП_1-РП_1-КП_2...РП_{n-1}-КП_n$. КП – кінематична пара, РП – взаємне розміщення пар; n – кількість ступенів рухомості.

Друга процедура визначає практично невиконувані та практично виконувані варіанти. Створено масив даних, в якому записані умови невиконуваних варіантів. Процедура аналізує всі структурні формули зі списку теоретично можливих варіантів. Далі, в залежності від етапу аналізу, із загального списку видаляються зайві формули. Тобто, при визначенні невиконуваних варіантів, видаляються формули, в яких не присутні умови з масиву. І, навпаки, при визначенні виконуваних варіантів – формули з умовами невиконуваних варіантів.

Третя процедура визначає недоцільні варіанти. Умови аналізу наведені в масиві даних. Процедура працює аналогічно до попередньої – аналізує формули зі списку. Для відображення недоцільних варіантів зі списку видаляються формули, в яких відсутні умови з масиву.

Четверта процедура визначає малодоцільні варіанти. Умовою процедури є аналіз останньої кінематичної пари у формулі. Для відображення малодоцільних варіантів зі списку видаляються формули, які не відповідають умові процедури.

Визначення доцільних варіантів виконується третьою та четвертою процедурами. Зі списку видаляються формули, в яких присутні умови цих процедур. У результаті отримуємо структурні

формули доцільних варіантів та їх кількість. По отриманим даним можна будувати кінематичні схеми і проводити подальший аналіз.

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с. 2. Павленко І.І., Сябірзянов Т.Г., Попруга П.В. Комп'ютеризований аналіз кінематичних схем промислових робіт //Зб. «Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин», випуск 42, ч.1., КНТУ, 2013 р.

УДК 621.863.6

ВПЛИВ ДІАМЕТРА КАНАТНОГО БЛОКА НА ДОВГОВІЧНІСТЬ КАНАТА

INFLUENCE OF DIAMETER ROPE BLOC ON LONG DURATHION OF ROPE

Олександр Писарцов

Українська інженерно-педагогічна академія,
вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна

In the article is examined question of construction of rope blocks influence of diameter of block on longevity of rope, the analysis of geometrical parameters of block and feature of construction is conducted.

При профілюванні рівчака блока треба враховувати, що діаметр нового каната може відрізнитися від номінального у межах + 6%, -2 %, розтяг каната під навантаженням зменшує його діаметр на 3 – 5 %. Тому за основу прийнято співвідношення $r = (0,52 - 0,53)d$. Щодо інших параметрів профілю рівчака, то можливо прийняти $2b = 40^\circ - 45^\circ$ і значення $h/d = 1,6 - 2,0$.

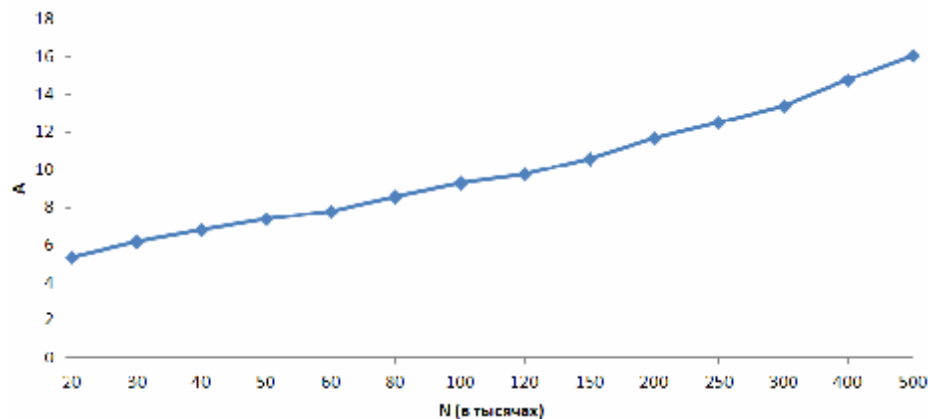


Рис. 1. Залежність коефіцієнта A впливу перегинів каната на блоках за час роботи

Ковальський Б.С. рекомендував для визначення діаметра блока таку залежність:

$$D = ABC \left(d + E \frac{d}{a} \right), \text{ де } A \text{ визначається за формулою } A = 0,2\sqrt[3]{N} \text{ (рис. 1).}$$

Розглянемо приклад $S_{\max} = 31123H$, $d_k = 17,5 \text{ мм}$. канат ЛК-3 6×25, 4м.

Вибираємо діаметр блоку і барабану за нормативними даними $D = ed_k = 25 \cdot 17,5 = 437,5 \text{ мм}$.

За формулою Б. С. Ковальського:

$$D = ABC \left(d_k + 0,25 \frac{S}{d_k} \right) = 10 \cdot 1 \cdot 1 \left(17,5 + 0,25 \frac{31123}{9,81 \cdot 17,5} \right) = 628 \text{ мм},$$

де C при $\frac{r}{d} = \frac{10}{17,5} = 0,57$ за графіком на рис. 2 приймаємо 1, $A=10$ приймаємо з графіка рис. 1. Маємо для $N = 150000$ циклів.

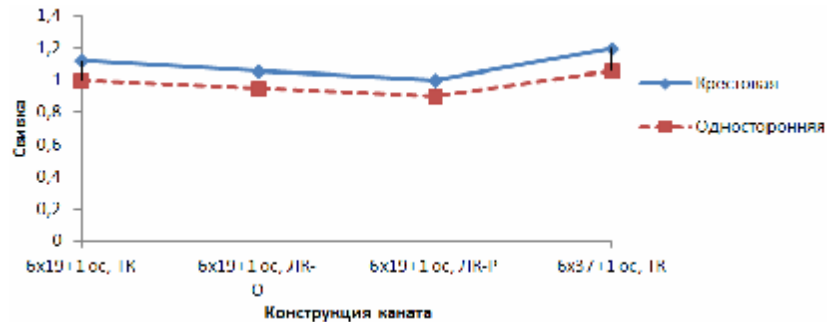


Рис. 2. Коефіцієнт B , що враховує вплив конструкції на канат

Як бачимо, нормативне значення діаметра блока і барабана відрізняють від рекомендованого Б.С. Ковальським на 30%.

Визначимо довговічність каната при цьому діаметрі блока:

$$A = \frac{D}{BC \left(d_k + 0,25 \frac{S}{d_k} \right)} = \frac{437,5}{1 \cdot 1 \cdot \left(17,5 + 0,25 \frac{31123}{9,81 \cdot 17,5} \right)} = 6,97.$$

Цьому значенню A відповідає довговічність 5000 циклів.

Як бачимо з розрахунку, довговічність каната вибраного за нормативними даними, зменшується в 3 рази.

УДК 621.22

КОНКУРЕНТНІ ПЕРЕВАГИ ВМОНТОВАНИХ ПРИВОДІВ КОНВЕЄРІВ ПІДЙІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

COMPETITIVE ADVANTAGES OF BUILT-IN DRIVES OF CONVEYORS OF LIFTING AND TRANSPORT MASHINES

Леонід Поліщук, Оксана Адлер, Олег Коваль

Вінницький національний технічний університет,
вул. Хмельницьке шосе 95, м. Вінниця, 21021, Україна

The paper presents justification of the use of competitive advantages of built-in drives of conveyors of lifting and the transport machines on open mining operation careers.

Запорукою ринкового успіху конструкцій приводів машин є можливість внесення на стадії їх проектування конкурентних переваг, які враховують як покращані техніко-експлуатаційні характеристики, так і економічні складові – ціну придбання та витрати на обслуговування.

Сучасні методи аналізу та визначення конкурентоспроможності інноваційних розробок дозволяють оцінити основні переваги нових конструкцій, а також встановити попередньо їхні вартісні характеристики. Одним з найбільш перспективних є комплексний метод, що передбачає порівняння основних техніко-експлуатаційних характеристик розроблюваної конструкції з існуючою конструкцією приводу в конкретних умовах експлуатації. За цим методом визначаються кількісні

показники, що дають змогу споживачеві оцінити повний комплекс переваг, які він отримає від придбання запропонованої розробником конструкції.

Особливо гострою є проблема вибору якісного, конкурентоспроможного, економічно вигідного приводу з широким спектром техніко-експлуатаційних характеристик у гірничовидобувній галузі, зокрема, в комплексах підіймально-транспортувальних машин, які застосовуються для відкритого видобування корисних копалин. Це пов'язано, насамперед, з високою вартістю цього обладнання, умовами експлуатації, тривалим терміном окупності, великими затратами на ремонт, придбання запасних частин та простої обладнання.

Так, на ПАТ «Стрижавський кар'єр» Вінницької області, для переробки гранітної маси застосовується технологічний комплекс обладнання, що містить дробарки та стрічкові конвеєри, влаштовані на стрілових конструкціях, які забезпечують переміщення подрібненого щебеню різних фракцій за технологічним циклом. Аналіз експлуатації існуючого приводу головного конвеєра виявив суттєві проблеми, спричинені недосконалістю його конструкції.

Авторами, з метою усунення цих проблем або їх істотного зменшення, запропоновано інший тип привідного пристрою (вмонтований гідравлічний привід) з більш раціональною кінематичною схемою та поліпшеними техніко-економічними показниками.

Згідно із зазначеним комплексним методом проведено відповідні розрахунки та порівняльний аналіз запропонованої авторами нової конструкції вмонтованого гідравлічного приводу та існуючого приводного пристрою за основними техніко-експлуатаційними характеристиками: кількість вузлів привідного пристрою, питома потужність, маса, ресурс роботи, габаритні розміри, металомісткість, продуктивність, а також ціна придбання та експлуатаційні витрати.

Встановлено, що нова конструкція вмонтованого гідравлічного приводу є кращою за технічними параметрами від існуючої на 100,3% (індекс технічних параметрів – 2,003) та на 61% має більшу економічну вигоду (індекс економічних параметрів – 0,39). Комплексний показник конкурентоспроможності – 5,13.

Таким чином, розроблений вмонтований гідравлічний привід має багато технічних переваг та економічну вигідність і буде ефективним при заміні існуючого приводу.

УДК 629.833

АНАЛІЗ ПРОБЛЕМ СТВОРЕННЯ СУЧАСНИХ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ

ANALYSIS OF PROBLEMS OF CREATION OF MODERN GEAR MECHANISMS

Олексій Попов, Юрій Кіпрєєв, Вадим Микитюк

*Національний університет кораблебудування,
просп. героїв Сталінграда, 9, м. Миколаїв, 54025, Україна*

Creation of modern gear mechanisms and possible ways of solution of the problems are examined: increase of gear strength; lowering of vibration; optimization of profiles of contacting surfaces of the teeth; guarantee of high precision of gear manufacturing.

Проектування зубчастих механізмів для потужних енергосистем пов'язане з розв'язанням великої кількості проблем, які умовно можна розділити на такі групи: підвищення міцності зубчастих передач; зниження вібрації зачеплень; оптимізація профілів дотичних поверхонь зубів; забезпечення високої точності виготовлення зубчастих коліс. За результатами досліджень цих проблем можна зробити наступні висновки.

1. Первісний лінійний контакт у реальних умовах експлуатації не існує, бо з різних причин осі дотичних циліндричних поверхонь перехреснюються, або перетинаються.

2. Відомо, що в промисловості зазвичай застосовується евольвентне зачеплення. Однак під евольвентною розуміється не та теоретична крива з курсу ТММ, а лінія, що утвориться під навантаженням. На стадії ж виготовлення коліс для швидкісних передач зуби мають досить складний профіль, що звичайно задається в кресленнях складною кривою лінією. Форма поверхні профілю тим складніша, чим більше деформуються зубчасті колеса під навантаженням. У багатьох випадках

відхилятися від цієї поверхні не можна навіть на 2 мкм, інакше порушуються фазові співвідношення між ділянками профілю та погіршується якість передачі. Іноді, щоб уникнути високих контактних напружень, доводиться змінювати кривизну профілю.

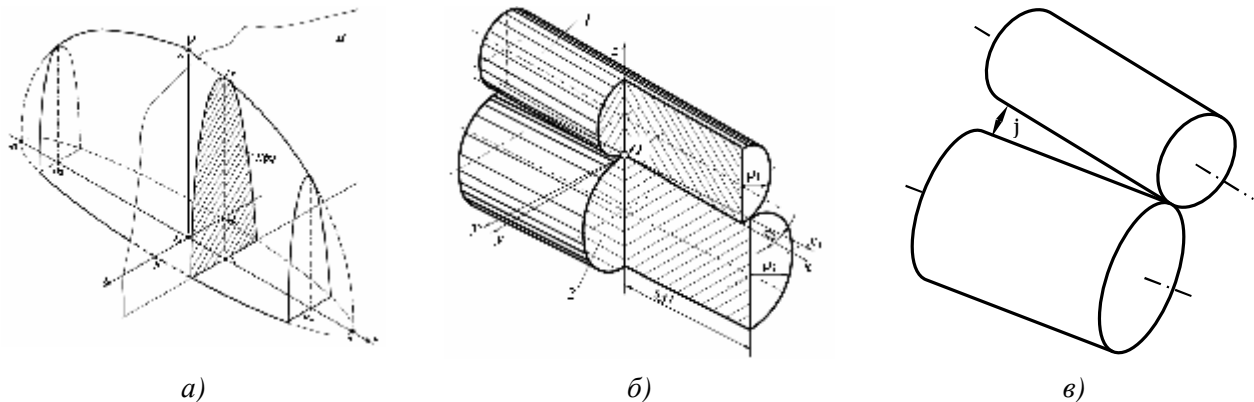


Рис. 1. Форма епюри тиску (а), точковий контакт циліндрів з перехресними (б) або пересічними осями (в)

3. У Центральному науково-дослідному інституті (ЦНДІ, м. Москва, РФ) розроблено новий метод розрахунку зубчастих передач – метод повного прямого синтезу. Він придатний як для синтезу передач із зубами симетричного профілю, так і для несиметричних профілів (у нереверсивних передачах). Наприклад, отримані оптимальні кути несиметричного профілю: для основного профілю $\alpha=33^{\circ}$, для напрямного – $\alpha=20^{\circ}$ за заданою товщиною зуба. Це забезпечує максимально можливу плавність зачеплення й міцність зубчастих коліс без додаткової оптимізації. На рис. 2 показана відмінність зубів, розрахованих методом узагальнюючих параметрів і методом прямого синтезу.

Але головною перевагою методу повного прямого синтезу є не тільки оптимізація геометрії, але й прямий розрахунок міцності зубчастих передач, без застосування уточнюючих коефіцієнтів.

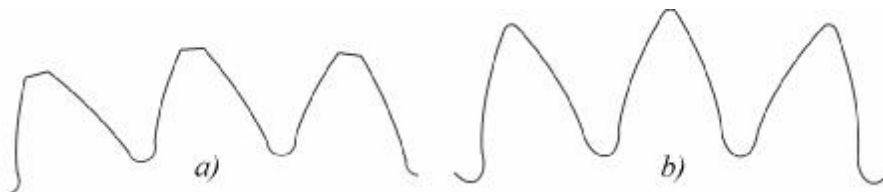


Рис. 2. Форма зубів коліс: а – розрахованих методом узагальнюючих параметрів, б – новим методом повного прямого синтезу

Метод прямого синтезу, доповнений алгоритмами розрахунку діючих напружень і коливань, дозволяє з більшою ефективністю вирішувати завдання проектування високонавантажених зубчастих передач, що мають низьку вібрацію.

За теоретичними розробками, виконаними під керівництвом професора Попова, були виготовлені редуктори (Україна, Канада, Китай) з особливою модифікацією зачеплення, випробовування яких показали добрі результати щодо зниження їхньої маси та рівня вібрації.

УДК 621.852.001.24

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ КЛИНОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ ЗА ДОПОМОГОЮ НОМОГРАМ

CHOICE OF PARAMETERS V-BELTS TRANSMISSIONS BY MEANS OF NOMOGRAMS

Ростислав Предко

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

A simplified method for selecting the parameters of V-belt transmissions is considered. This method allows to choose the type of wedge belt and pulley diameters for V-belt transmission, depending on the conditions of its operation.

Запропонований метод вибору параметрів клинопасових передач, який базується на безпосередньому встановленні за номограмами необхідного типу перерізу клинового паса і діаметра ведучого шківів передачі за попередньо встановленим розрахунковим обертовим моментом на ведучому шківі і за заданою частотою обертання ведучого шківів. Розрахунковий обертовий момент враховує режим навантаження і роботи пасової передачі, її тягову здатність і рекомендоване співвідношення між міжосьовою відстанню a пасової передачі та діаметрами шківів d_1 і d_2 .

Отримано вираз для визначення розрахункового обертового моменту на ведучому шківі:

$$T_{1p} = 10^{-3} A d_1 \left[4,21 \sqrt{(1+u)/\omega_1} - 3,75 b_0^{1,57} / d_1 - 0,16 \cdot 10^{-9} \omega_1^2 d_1^2 \right],$$

де A – площа поперечного перерізу клинового паса; d_1 – діаметр ведучого шківів; u – передатне число клинопасової передачі; ω_1 – кутова швидкість ведучого шківів; b_0 – розрахункова ширина клинового паса.

Цей вираз дозволяє побудувати графіки залежності T_{1p} від ω_1 з врахуванням d_1 та u для приводних клинових пасів стандартизованих типів перерізів Z, A, B, C, D і E. На рис. 1,а,б показані графіки для клинових пасів типу В і С.

За допомогою таких графіків, маючи попередньо пороховане значення T_{1p} і відповідну кутову швидкість ω_1 , можна безпосередньо встановити для передачі потрібні тип перерізу клинового паса і діаметр d_1 ведучого шківів з врахуванням передатного числа передачі й умов її експлуатації.

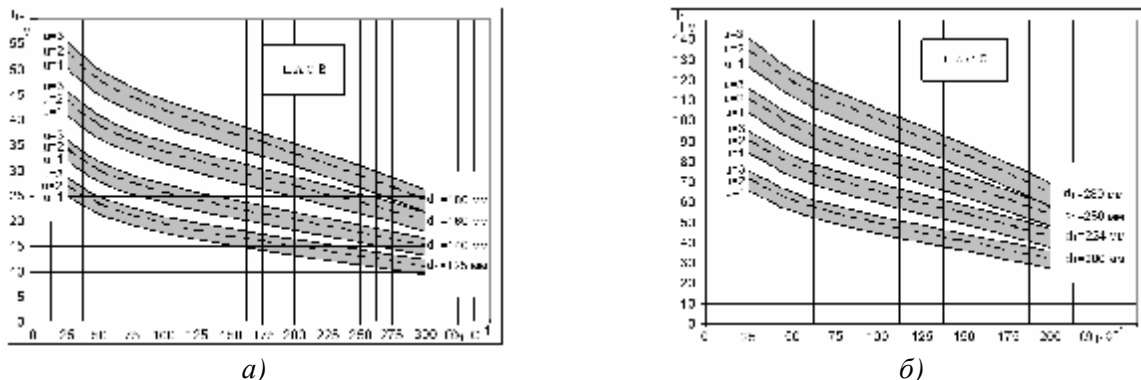


Рис. 1. Обертові моменти T_{1p} для пасових передач, оснащених клиновими пасами типу В і С

Такий метод безпосередньо враховує як конструктивні особливості передачі (відстань між центрами шківів, передатне число передачі, довжина приводного паса), так і режими навантаження та умови її експлуатації.

УДК 621.643:620.17

ПРОБЛЕМИ ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ КУЛЬОВИХ КРАНІВ З ПНЕВМОГІДРОПРИВОДАМИ

PROBLEMS OF LONG-TIME OPERATION OF BALL VALVES WITH PNEUMOHYDRODRIVES

Степан Савула¹, Андрій Кичма², Юрій Ільницький¹

¹Філія УМГ «Львівтрансгаз» ПАТ «Укртрансгаз»,

вул. Рубчака, 3, Львів, 79026, Україна;

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

The paper presents some problems of ball valves servicing with long-time operation in gas pipeline. Basing on the investigations, recommendations for engineering practices are suggested.

Запірна арматура відіграє особливу роль у випадку нештатних технологічних ситуацій у процесі експлуатації газотранспортної системи (ГТС), забезпечуючи швидке і надійне перекриття газопроводу [1]. ГТС України вже експлуатується понад 60 років, тому номенклатура запірної арматури дуже різна як за географією їх виготовлення, так і за терміном їх експлуатації. Вимоги до кульових кранів, які встановлюються на магістральних газопроводах (МГ) особливо високі, так як відмови запірної арматури приводять до порушення режиму роботи технологічного обладнання, зниження рівня промислової безпеки і безповоротних втрат великих об'ємів природного газу. До особливостей роботи кульових кранів в умовах експлуатації МГ можна віднести високий тиск і температуру транспортованого газу (до 10 МПа і 120 °С), наявність внутрішньої, так і зовнішньої корозії, невелика циклічність роботи, добові і сезонні коливання температури навколишнього середовища. Все це вимагає проводити ряд додаткових профілактичних заходів, щоб підтримати технічний стан кульових кранів на належному рівні. За певних обставин приходиться замінити поворотний механізм приводу, наприклад, зубчато-рейковий на кулісний тощо.

Кульові крани з пневмогідроприводом являють собою складну пневмогідромеханічну систему, яка повинна забезпечувати їх спрацювання у дистанційному і ручному режимах роботи, а також мати вузол автоматичного закриття крана (АЗК). Для можливості проведення динамічного аналізу і параметричного синтезу таких складних систем побудована твердотільна модель механізму повороту кульового крана, яка наведена на рис. 1.

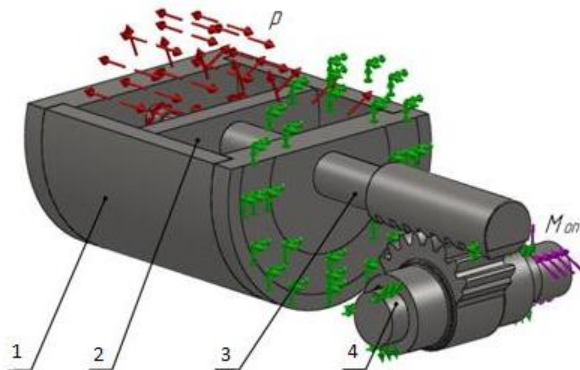


Рис. 1. Твердотільна модель механізму повороту кульового крана: 1 – корпус циліндра, 2 – поршень, 3 – шток-рейка, 4 – вал з зубчатым сегментом

Моделювання проведено за допомогою ліцензованої програми Solid-Works Simulation з застосуванням елементів типу SHELL і SOLID [2]. У якості прикладу розглянуто пневмогідролічний привід кульових кранів французької фірми “Saut Du Tarn” з номінальним прохідним діаметром $D_n=500$ мм, які вже тривалий час експлуатуються в газотранспортній системі України. Досліджено розподіл напружень і деформацій елементів поворотного механізму приводу, за різних значеннях тиску газу і гідрорідини. Вивчено питання силової взаємодії спряжених зубців за різних кутових швидкостях їх обертання і величинах бокового зазору в зачепленні.

Розглянуто питання можливості заміни розглянутого зубчато-рейкового поворотного механізму на поворотний механізм з кулісою.

1. Відновлення герметичності запірної арматури магістральних трубопроводів /Б.С. Петровський, А.І. Лаус, С.Ф. Савула, А.В. Драгілев, А.О. Герасимович. - Тернопіль: Навчальна книга - Богдан, 2007. – 176 с. 2. Алямовский А.А. Проектирование SolidWorks/CosmosWorks Инженерный анализ методом конечных элементов / А.А. Алямовский. – Москва. – Издательство “ДМК”. – 2004. – 432 с.

УДК 621.876

ВПЛИВ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ ЛЕБІДКИ ЛІФТА

INFLUENCE OF DYNAMIC LOADS ON EFFICIENCY COEFFICIENT OF WINCH OF THE ELEVATOR

Володимир Семенюк, Андрій Бойко, Олександр Кнюх

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

It was provided an analysis of the factors affecting on the efficiency coefficient of winch of the elevator. Were found the dependences for determination the efficiency coefficient of winch of the elevator for two modes of movement: with stable speed and during start-up. It was stated that on the efficiency coefficient of winch of the elevator significantly influences the kinematic energy of all moving sections of the winch and lifting rope's stiffness.

При проектуванні машин, насамперед, вирішується задача розроблення механізмів машини з найкращими показниками якості. Для оцінювання якості машини за принципом витрат енергії при здійсненні машиною необхідної роботи використовується коефіцієнт корисної дії (ККД) і частка збитків.

Для визначення ККД лебідки ліфта використано рівняння збереження енергії у вигляді суми потужностей сил, що діють у машині. В це рівняння входять: потужність, яку створює двигун машини; потужність сил корисного опору; потужність сил шкідливого опору; миттєва потужність акумулюючих пристроїв, які дозволяють запасати енергію сил гальмування; потужність, яка витрачається на деформацію ланок механізму; потужність сил тяжіння ланок; потужність сил інерції.

Знайдено залежності для визначення ККД лебідки ліфта під час пуску, як відношення корисної енергії одного пуску до роботи двигуна за один цикл, яка складається з корисної енергії одного пуску, кінетичної енергії кабіни ліфта і противаги, кінетичної енергії блоків поліспасти, кінетичної енергії канатоведучого шківів, кінетичної енергії ротора двигуна лебідки і кінетичної енергії зубчастих коліс редуктора та шківів електромагнітного гальма.

Аналіз залежності для визначення ККД лебідки ліфта під час пуску показує, що для підвищення ККД необхідно зменшувати масу усіх рухомих частин лебідки, а також діаметри канатоведучого шківів, блоків поліспасти, ротора двигуна, зубчастих коліс редуктора (або відмовитися від редуктора).

На ККД лебідки ліфта під час пуску істотно впливають витрати, які пов'язані з пружною деформацією ланок кінематичного ланцюга лебідки, насамперед канатів. Розглянуто динамічні моделі руху лебідки ліфта і визначені динамічні навантаження, які діють на підйомні канати ліфта. Отримано залежність для визначення максимальних сил у підйомних канатах після відриву кабіни ліфта від підмурівка. Визначено, що ця максимальна сила істотно залежить від зведеної жорсткості канату і металоконструкції ліфта. Встановлено, що при збільшенні жорсткості каната зменшується ККД лебідки ліфта під час пуску.

Жорсткість каната збільшується при зменшенні довжини каната, що відбувається коли кабіна ліфта піднімається, тому ККД лебідки ліфта зменшується під час підйому кабіни.

Показано, що ККД блоків поліспасти залежить не тільки від сили тертя в опорі блока, але й від жорсткості підйомного каната. Отримано залежність ККД блока від коефіцієнта жорсткості, який визначається експериментально і показує, яку частку робочого натягнення складає опір жорсткості каната.

Враховуючи те, що на ККД блока впливає жорсткість каната і тертя в опорі блока, недоцільно застосовувати лебідки ліфта з поліспасти великої кратності: це призводить до істотного зменшення ККД лебідки ліфта.

УДК 621.86

АНАЛІЗ ВПЛИВУ КІЛЬКОСТІ КОЛОДОК НА СТАБІЛЬНІСТЬ ГАЛЬМІВНОГО МОМЕНТУ ДИСКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА

ANALYSIS OF INFLUENCE OF THE NUMBER OF PADS ON BRAKING TORQUE STABILITY OF SPOT-TYPE DISK BRAKE

Володимир Семенюк, Олександр Вудвуд

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

There were specified the advantages of spot-type disc brakes and ways of improvement of designs of this brakes. It is proposed the design of multi-shoe spot-type disc brake. Were calculated the bulk temperature and temperatures in the area of friction contact after returnable crane braking. It is shown that at the optimal choice of the number of pads, their shape and contact pressures, the temperature in the friction's steam may be significantly reduced.

У якості гальмівних пристроїв підйомно-транспортних машин активно впроваджуються дисково-колодкові гальма, як один з найбільш перспективних і надійних видів фрикційного гальмування. Ключовою перевагою дисково-колодкових гальм є досить малий коефіцієнт взаємного перекриття, малий момент інерції диска, можливість установки двох і більш незалежних затисків на диск для багаторазового підвищення безпеки, висока питома енергоємність щодо інших видів фрикційних гальм. Незважаючи на зазначені переваги, для дисково-колодкових гальм також важливі питання фізико-хімічних процесів у фрикційному контакті, фрикційно-зносні властивості пари тертя й конструкційні параметри гальмівного пристрою і його пар тертя.

Найнебезпечнішим у процесі експлуатації є втрата стабільності гальмового моменту, так зване «в'янення» внаслідок нагрівання, зменшення коефіцієнта тертя й появи в парі тертя «третього тіла». Для вантажопідйомних машин коливання гальмівного моменту особливо небезпечні й можуть привести до аварії.

Створення високоефективних гальм можливе шляхом застосування фрикційних матеріалів зі стабільним коефіцієнтом тертя при одночасній розробці конструкцій гальм, які забезпечують більш низькі температури нагріву поверхонь тертя у фрикційній парі гальма. Для дисково-колодкових гальм зменшення температури нагріву елементів фрикційної пари досягається відносним збільшенням кількості колодок. Запропонована конструкція багатоклодкового дисково-колодкового гальма, в якій номінальна площа контакту розбита на n -кількість секторів. Для даної конструкції визначені контурна й фактична площі контакту, тиск у парі тертя, форма й розміри контактуючих елементів. Найбільш вагомим параметром, що впливає на нормальну роботу гальма, є температура. Для багатоклодкового дисково-колодкового гальма визначений темперний режим, розраховані об'ємна температура диска й температури в області контакту тертя після багаторазового гальмування крана. З урахуванням температурного фактора визначена фактична величина коефіцієнта тертя й розрахований гальмівний момент.

Аналіз конструкції показав, що при оптимальному співвідношенні кількості колодок, їх форми, площі й контактних тисках, температуру в парі тертя можна зменшити, тим самим зменшивши коливання гальмівного моменту й підвищивши стабільність гальмування. Якщо в певних випадках потрібно поліпшити стабілізацію гальмівного моменту – це може бути компенсоване електрогідравлічним приводом у режимі збільшення притиснення до диска.

УДК 621.086.065

МЕТОДИКА АНАЛІЗУ ТА ОПТИМАЛЬНИЙ ВИБІР ПАРАМЕТРІВ КАНАТНИХ ДОРІГ

METHODOLOGY AND OPTIMAL CHOICE OF PARAMETERS ROPEWAYS

Богдан Сологуб, Ярослав Данило

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

For development of the new systems of the suspended rope roads it is necessary to choose the rational charts of separate variants, define external forces, which operate on the system, and also conformities to law of co-operation of separate elements, between itself. For this purpose and the method of determining the effort acting on the structural elements of the cable car taking into account dynamic loads. To determine the optimal design parameters of the cable car created a mathematical model of its work.

Пасажи́рські канатні дороги широко використовуються на зимових базах відпочинку. За останні роки значно зросла їх кількість у регіонах Карпат. Їх експлуатація підвищує комфортність відпочиваючих і приносить значні прибутки. Однак першочерговим завданням є забезпечення безпеки роботи витягів та вибір оптимальних параметрів, які дозволять досягти довговічності основних елементів. Дослідженню та проектуванню складних канатних систем завжди приділялася значна увага. Для розробки 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.

Пасажи́рські канатні дороги широко використовуються для перевезення людей в гірській та пересіченій місцевості. В деяких випадках альтернативи канатному транспорту взагалі немає, тому що прокладка автомобільних доріг або неможлива взагалі, або веде за собою значні витрати і збільшує протяжність доріг в декілька разів.

Найбільше використання отримали підвісні пасажи́рські канатні дороги для перевезення туристів та лижників. Вони служать головним засобом транспортного забезпечення гірських туристичних та лижних комплексів. Пасажи́рські крісельні дороги з тягово-несівним канатом, порівняно з іншими дорогами, прості в конструкції та експлуатації за рахунок того, що крісла або напіввідкриті кабіни не відчіпляються від каната, а рухаються разом з ним безперервно.

Порівняно невелика вартість і висока пропускна здатність, а також простота і надійність створили умови для значно більшого будівництва таких доріг порівняно з іншими.

Важливою задачею є розроблення методики визначення зусиль з врахуванням динамічних навантажень, а також оптимальний вибір конструктивних параметрів пасажи́рських доріг.

Аналіз роботи таких установок показав, що основним резервом підвищення їхньої надійності та ефективності є забезпечення оптимальних умов роботи при проходженні тягово-несівного каната через опорні ролики проміжної опори. При проходженні вітки тягово-несівного каната з затискачами, на яких підвішені крісла через опорні ролики у контактуючій парі виникають значні динамічні навантаження і контактні напруження, які призводять до зношування як канатів, так і напрямних роликів. Для рівномірного розподілу зусиль між роликами їх виконують у вигляді шарнірно з'єднаних батарей. Для правильного вибору параметрів канатної дороги і швидкості руху каната необхідно визначити зусилля, що виникають у процесі роботи дороги. З цією метою розроблено математичну модель роботи канатної дороги. На основі моделювання конструкцій підвісних канатних доріг визначаються ключові параметри, що впливають на ефективність їх роботи.

УДК 621.833.1

РОЗРОБЛЕННЯ МЕТОДІВ ОЦІНЮВАННЯ ВТРАТ ПОТУЖНОСТІ ТА ВИБОРУ ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

DEVELOPMENT OF METHODS FOR POWER LOSS EVALUATION AND OPTIMAL PARAMETER CHOICE FOR HIGH-SPEED GEARS TRANSMISSIONS

Валерій Ставицький, Павло Носко, Дмитро Панкратов

*Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля,
проспект Радянський, 59А, м. Сєвєродонецьк, 93406, Україна*

Calculation methods for power loss evaluation are proposed based on comprehensive study of the energy dissipation patterns and similarity invariants that generalize the information necessary and sufficient for optimizing design solutions without further complex calculations for diverse set of specific cases.

Експлуатація високошвидкісних зубчастих передач (ВШЗП) пов'язана з втратами потужності внаслідок аерогідродинамічного опору (втрати складають 70% від загальних втрат при повному і 86% при 25% навантаженні). Намагання врахувати такі значні втрати дотепер спиралися на експериментальні результати, які є різними в різних дослідженнях для однакових передач. Це істотно зменшує ступінь довіри при визначенні енергетичної ефективності експлуатації ВШЗП.

З огляду на це, є потреба досконалого вивчення впливу параметрів зубчастих передач на показники дисипації енергії в них з метою розроблення нових методів оцінювання втрат потужності при експлуатації ВШЗП та вибору їхніх оптимальних параметрів при проектуванні енергонасичених й одночасно ресурсо- та енергоощадних передач із заданими техніко-експлуатаційними характеристиками. Однак, за результатами аналізу праць, присвячених дослідженню ефективності експлуатації ВШЗП, встановлено, що до сьогодні не впорядковано дані, необхідні для системного аналізу впливу геометричних і конструктивних параметрів, умов та режимів експлуатації на енергетичну ефективність ВШЗП, на основі якого може бути створена методологія їхнього проектування.

Метою дослідження є розроблення розрахункових методів оцінювання втрат потужності при експлуатації ВШЗП та вибору оптимальних параметрів енергоощадних зубчастих передач.

Дослідження базувалося на відомих методах математичного моделювання, аеро-, гідро- та термодинаміки, теорій зубчастого зачеплення та подібності.

Математичне моделювання фізичних процесів обертання циліндричних зубчастих коліс за різних умов мащення дозволило: отримати аналітичні залежності впливу геометричних і конструктивних параметрів ВШЗП, умов та режимів експлуатації на їхню енергетичну ефективність; провести аналіз розподілу впливу різних видів дисипації енергії на загальні втрати потужності (дія сил Коріоліса – 75...80%, в'язкісне тертя торцевих поверхонь зубчастих коліс і в радіальному зазорі між голівками зубців та корпусом передачі – 15...17% і 3...10%, відповідно; виявити умову, за якою мащення зануренням стає неефективним і необхідно застосовувати циркуляційне мащення.

Проведено системний багатопараметричний аналіз втрат потужності реальних конструкцій ВШЗП трансмісій енергетичних машин, який дозволив встановити: для будь-якої передачі існує колова швидкість та ширина зубчастого вінця, за яких її коефіцієнт корисної дії є максимальним; оптимальні колова швидкість та ширина зубчастого вінця залежать від геометричних параметрів зубчастої передачі та умов експлуатації.

З метою використання отриманих результатів для інших зубчастих механізмів запропоновано інваріанти подібності процесів обертання та зачеплення зубчастих коліс у вигляді безрозмірних комплексів. Отримано критеріальне рівняння зв'язку параметрів, дотримання якого дозволяє: розраховувати геометричні параметри передачі залежно від швидкісного та навантажувального режимів експлуатації; підвищити енергетичну ефективність машинного агрегату за рахунок забезпечення збіжності найбільш економічних режимів експлуатації передачі та машини; розробити рекомендації щодо підвищення енергоефективності (схеми подачі оливи в зону зачеплення при циркуляційному мащенні, вибір торцевих і радіальних зазорів та рівня оливи при мащенні зануренням, заходи щодо зменшення густини оливоповітряної суміші в западинах коліс тощо).

УДК 519.248

АНАЛІЗ ПРИЧИН НЕПРАЦЕЗДАТНОСТІ ГІДРАВЛІЧНОЇ СТАНЦІЇ ЗІ СПАРЕНИМИ НАСОСАМИ

FAILURE CAUSE ANALYSIS OF HYDRAULIC STATION WITH COUPLED PUMPS

Тетяна Стефанович, Сергій Щербовських

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

The reliability model for hydraulic station with coupled pumps is suggested. The model adequately takes into account impact of load-sharing for the coupled hydraulic pumps on failure cause probability characteristics of such system. For reliability determination dynamic fault tree and Markov model is used.

Гідравлічна станція — це технічна система, яка перетворює енергію приводного двигуна у механічну енергію рідини та керує потоком цієї рідини. Відмова гідравлічної станції спричиняє непрацездатність гідравлічного приводу, і, відповідно, зупинку технологічного обладнання. Одним із способів підвищення надійності гідравлічного приводу є встановлення спарених насосів. Такі насоси працюють паралельно і, у випадку непрацездатності одного з них, інший тимчасово забезпечує

працездатність системи. Крім того, спарені насоси можуть застосовуватися для зменшення шуму та моменту інерції гідравлічного приводу.

Метою дослідження є розроблення математичної моделі надійності гідравлічної станції зі спареними насосами, призначеної для аналізу причин непрацездатності такої системи. Новизна моделі полягає у тому, що в ній враховано як впливає перерозподіл навантаження між спареними гідравлічними насосами на ймовірнісні характеристики причин непрацездатності системи. Гідравлічна станція складається із чотирьох елементів: електричний двигун 1, однакові гідравлічні насоси 2 та 3, розміщені на одному валу, а також запобіжний клапан 4 (рис.1,а).

Гідравлічні насоси функціонують за алгоритмом навантажувального резервування. Якщо обидва насоси працездатні, то навантаження розподіляється між ними порівну, і вони працюють у номінальному режимі. Якщо один із насосів стає непрацездатним, то навантаження на інший подвоюється, і він тимчасово працює у перевантаженому режимі. Вважаємо, що засоби діагностики та перемикання в системі ідеальні.

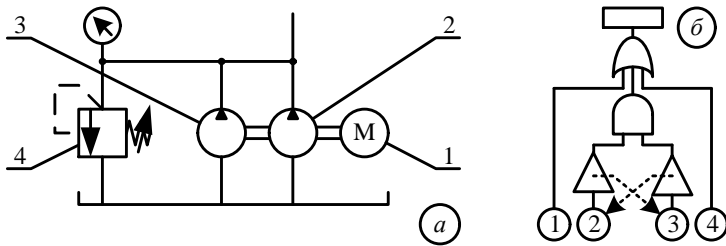


Рис. 1. Структурна схема гідравлічної станції зі спареними насосами (а) та її динамічне дерево відмов (б)

Для розв'язання поставленої проблеми надійність системи формалізовано динамічним деревом відмов (рис. 1,б). Напрацювання до відмов усіх елементів системи розподілено за законом Вейбулла, а тривалість ремонтування – експоненціально. У гідравлічній станції відбувається два динамічних явища, які полягають у взаємній зміні навантаження гідравлічних насосів 2 і 3 залежно від їх

стану. Для опису цих явищ в структуру динамічного дерева відмов введено спеціальні блоки, які є повторювачами логічного сигналу, і в яких задано логічні умови зміни навантаження. На підставі динамічного дерева відмов побудовано граф станів та переходів системи, а також сформовано розщеплену однорідну марковську модель. Непрацездатні стани системи об'єднано у три множини, кожна із яких відповідає окремій причині непрацездатності системи. Досліджено, як впливає коефіцієнт перевантаження гідравлічних насосів на ймовірнісні характеристики причин непрацездатності усієї системи. Показано, що зі збільшенням коефіцієнта перевантаження домінуюча причина непрацездатності системи змінюється.

УДК 621.833.65

МУФТА ЗАПОБІЖНА З ЗІРКОПОДІБНОЮ ПРУЖИНОЮ

OVERLOAD CLUTCH WITH STAR-SHAPED SPRING

Володимир Стрілець, Олександр Лисанець, Олег Стрілець

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

The structure and principle of work of new overload clutch with star-shaped spring are described. Benefits of use of such clutches listed.

Достатньо відповідальними механічними пристроями у приводах машин, що часто визначають їх надійність, є муфти. Основне призначення муфт – це передавати обертальні моменти від одного до другого 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 комбінованих пружно-запобіжних муфт – пружно-зубчастої; муфти, яка складається з пружно-пальцевої та з зрізним штифтом; кулькових та інших. На основі

аналізу недоліків конструкцій цих відомих муфт розроблені конструкції нових пружно-запобіжних муфт із зіркоподібними пружинами, захищені патентами України на корисні моделі 90178 і 90494.

Наводяться будова муфти запобіжної пружної, яка містить внутрішню і зовнішню півмуфти, з'єднані між собою зіркоподібною плоскою пружиною, сторони виступів якої виконані випуклими від осі симетрії виступів, встановленою в заглиблення внутрішньої і зовнішньої півмуфт, причому заглиблення у зовнішній півмуфті виконані з радіусом більшим радіусів заокруглень виступів. Положення зіркоподібною пружини зафіксовано на внутрішній півмуфті стопорним кільцем.

Описується робота муфти запобіжної пружної. При обертанні ведучого вала разом з внутрішньою півмуфтою, обертальний момент через зіркоподібну плоску пружину та заглибини передається на зовнішню півмуфту з'єднану з веденим валом. В цей час зіркоподібна пружина деформується і обертальний момент від одного до другого вала передається м'якше. В режимі перевантаження зіркоподібна пружина деформується, зменшуючись у діаметрі по своєму зовнішньому контуру, при цьому сторони виступів вигинаються в сторони своїх опуклостей, забезпечуючи деформацію зіркоподібною плоскою пружини в межах пружних властивостей і виходять із заглиблень зовнішньої півмуфти, радіус заокруглень яких більший радіусів заокруглень виступів та проковзують по циліндричній поверхні зовнішньої півмуфти до тих пір поки обертальний момент не зменшиться до номінального значення. Під час цього проковзування виконується запобіжна функція муфти.

Запропонована муфта запобіжна пружна, в порівнянні з аналогами, проста за конструкцією і в експлуатації при різних видах навантаження виконавчого механізму, має покращені технічні характеристики за рахунок удосконалення конструкції пружного елемента

УДК 621.833.65

ОГЛЯД І АНАЛІЗ СПОСОБІВ КЕРУВАННЯ ЗМІНАМИ ШВИДКОСТІ У ТЕХНІЦІ

REVIEW AND RESEARCH OF THE METHODS OF SPEED CHANGES MANAGEMENT IN TECHNICS

Олег Стрілець

*Національний університет водного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 1, м. Рівне, 33028, Україна*

The results of overall review and analysis of existing methods of speed changes management in technics are given.

Розглядаються існуючі способи керування змінами швидкості у приводах підйомально-транспортних, будівельних, дорожніх, меліоративних та інших машин і механізмів. При виконанні робіт підйомально-транспортними, будівельними, дорожніми, меліоративними машинами, автомобілями і тракторами, металообробними верстатами та іншою технікою виникає необхідність керування змінами швидкості їхнього виконавчого механізму для забезпечення його різних технологічних процесів. Для цього часто використовують пристрої для сходового і безсходового керування швидкістю відповідно за допомогою сходових і безсходових коробок зміни швидкостей, з зубчастими передачами – простими та складними (диференціальними), або з ланцюговими, пасовими та фрикційними варіаторами.

Основними недоліками сходового керування швидкістю є великі динамічні навантаження, які виникають при переході з однієї швидкості на іншу, а існуючого безсходового керування швидкістю – велике спрацювання деталей за рахунок використання фрикційних зв'язків, як правило, фрикційних гальм та блокувальних фрикційних муфт. Через це зменшується довговічність і надійність деталей приводів і машин в цілому.

На основі аналізу недоліків відомих способів керування змінами швидкості робиться висновок про необхідність удосконалення цих способів за рахунок застосування одно- і багатосходових зубчастих диференціальних передач з пристроями у вигляді замкнутих гідросистем. Односходова зубчаста диференціальна передача складається з чотирьох рухомих ланок - сонячного зубчастого колеса, сателітів, зубчастого колеса – епіцикла та водила і володіє двома ступенями вільності, це

означає двома ведучими ланками. Якщо швидкість однієї ведучої ланки змінювати, а другої ведучої ланки швидкість буде постійною, то буде безсходинково змінюватися швидкість веденої ланки. Тому актуальною науково-технічною задачею є розробка нових пристроїв для безсходинкового керування змінами швидкості у вигляді диференціальних передач з замкнутими гідросистемами, їх теоретичних і експериментальних досліджень з метою широкого застосування у техніці.

Наводяться схеми одно- і багатосходинкових зубчастих диференціальних передач з пристроями у вигляді замкнутих гідросистем, розроблені на рівні корисних моделей (патенти України на корисні моделі: №№ 7328, 11121, 18514, 18587, 28489, 48301, 48608). Керування змінами швидкості здійснюється за рахунок дроселювання рідини, яка рухається в замкнутій гідросистемі.

Описуються різні можливі варіанти плавного керування швидкістю у одно- і багатосходинкових зубчастих диференціальних передачах. Плавне керування змінами швидкості у приводах машин через зубчасті диференціальні передачі з пристроями для керування змінами швидкості у вигляді замкнутих гідросистем, у порівнянні з відомими способами, підвищує довговічність і надійність машин за рахунок зменшення динамічних навантажень на їх деталі та виключення тертя ковзання.

УДК 620.17

СПОСІБ РІВНОМІРНОГО ЗАТЯГУВАННЯ БОЛТІВ ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЇВ АВТОКРАНІВ

METHOD UNIFORM BOLTING SUPPORTING-TURNING DEVICE MOBILE CRANE

Василь Федик¹, Володимир Малащенко¹, Богдан Матвіїв²

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

²Національний університет водного господарства та природокористування,
вул. Соборна, 1, м. Рівне, 33028, Україна

Опорно-поворотні пристрої широко застосовуються в різноманітних підйомно-транспортних машинах. Їхня надійність та довговічність залежать від конструктивних [4], технологічних, експлуатаційних чинників [1 – 3]. Надійне функціонування опорно-поворотного пристрою можливе при умові, коли його осевий зазор знаходиться в проектному діапазоні та гайки з'єднувальних болтів рівномірно затягнуті з потрібним зусиллям. Для здійснення рівномірного затягування гайок з'єднувальних болтів пропонується застосування обмежувача обертового моменту [5], що розроблений на основі схем відомих кулькових обгінних і запобіжних муфт.

Запропонований обмежувач обертового моменту може функціонувати з будь-яким джерелом механічної енергії, навіть зі звичайним електродрилем, у якому закріплюється кінець ведучої півмуфти, а у отвір веденої півмуфти встановлюється потрібний інструмент.

На конструкцію обмежувача отримано патент України на корисну модель, де поставлене завдання вирішується так. За основу взято запобіжну муфту, що містить ведучу і ведену півмуфти з взаємооберненими пазами, у яких встановлено кульки, що контактують з робочими поверхнями пазів. Півмуфти з кульками встановлено в стакані, на циліндричній частині якого виконаний наскрізний похилий паз. Ведуча півмуфта виконана з нарізевим отваром, у який вгвинчується стопорний гвинт з потайною циліндричною головкою. Наскрізній похилий паз стакану виконано з отварами конічної форми з певним кроком, у яких розміщуються конічні поверхні головки стопорного гвинта. Під час загвинчуванні стопорного гвинта його конічна головка точно контактує з конічною поверхнею отварів наскрізненого похилого паза і закріплює стакан.

Таке стопоріння положення стакану по відношенню до ведучої півмуфти дозволяє підвищити точність регулювання величини обертового моменту, при якому відбувається розмикання півмуфт і подальше затягування гайок становиться неможливим. У підвищенні точності регулювання величини обертового моменту отримується основний технічний результат, для впровадження якого необхідно виконати потрібні теоретичні та експериментальні дослідження.

1. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. – К.: Вища школа, 1988. – 424 с. 2. Малащенко В.О., Гелетій В.М., Федик В.В. Аналіз кінематики модифікованого опорно-поворотного пристрою автокранів. – Львів. Вісник НУЛП. Динаміка, міцність та проектування машин і приладів, № 759, 2013. – С 55-58. 3. НПАОП 0.00–1.01–07. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. – К.: Основа, П68 2007, – 312 с. 4. Патент на корисну модель № 79333 В66С 23/84 Опорно-поворотний пристрій /Малащенко В.О., Гелетій В.М., Федик В.В. Опубл. 25.04.2013. Бюл. № 8, -6 с. 5. Патент України №93546, МПК F 16 D 43/00. Запобіжна муфта /Малащенко В.О., Федик В.В. Бюл. №19, - 6 с.

УДК 621.867(85.05)

ВПЛИВ ПРУЖНОГО КОВЗАННЯ ТА ТЕРТЯ СТРІЧКИ НА ТЯГОВУ ЗДАТНІСТЬ І ПАРАМЕТРИ ПРИВІДНИХ БАРАБАНІВ ВЕРТИКАЛЬНИХ ЕЛЕВАТОРІВ

THE EFFECT OF THE ELASTIC SLIP TAPE AND FRICTION ON THE TRACTION ABILITY AND PARAMETERS OF DRIVING DRUMS VERTICAL ELEVATORS

Наталія Фідровська¹, Ігор Лук'янов²

¹Українська інженерно-педагогічна академія,
вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна;

²Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка,
вул. Артема, 44, м. Харків, 61002, Україна

The results of the study of the effect of elastic slip and friction tape on the ability to drive performance traction elevators tape reels and the method of calculation of its basic parameters.

Дане питання актуальне для розрахунків важко навантажених стрічкових норій-елеваторів високої продуктивності, ходова частина яких являє собою вертикальну плоско пасову передачу, у якій натяг у гільці, що збігає з привідного барабана, дорівнює попередньому натягу. В існуючій практиці проектування привідних передач розрахунок тягової здатності проводиться із залучення експериментального значення коефіцієнта тяги j , який визначає допустимий рівень навантаження передачі при роботі без буксування. Для стрічково-барабанного механізму елеваторів коефіцієнти тяги невідомі. Визначення їх для вертикальних елеваторів було виконано шляхом дослідження пружних переміщень у ділянці стрічки на привідному барабані за допомогою скінченноелементної моделі, реалізованої у програмному комплексі «ANSYS WORKBENCH».

На рис. 1,а наведені значення кутів спокою та допустимих коефіцієнтів тяги j_{01} і j_{02} для гумовотканинних стрічок з модулем пружності $E=250$ МПа (графік 1) і для тягових пасів $E=300$ МПа (графік 2) при коефіцієнті тертя $m=0,25$, на рис.1,б – кути спокою та коефіцієнти тяги при коефіцієнті тертя $m=0,35$. Наведені коефіцієнти тертя відповідають вологому та сухому футерованому барабану.

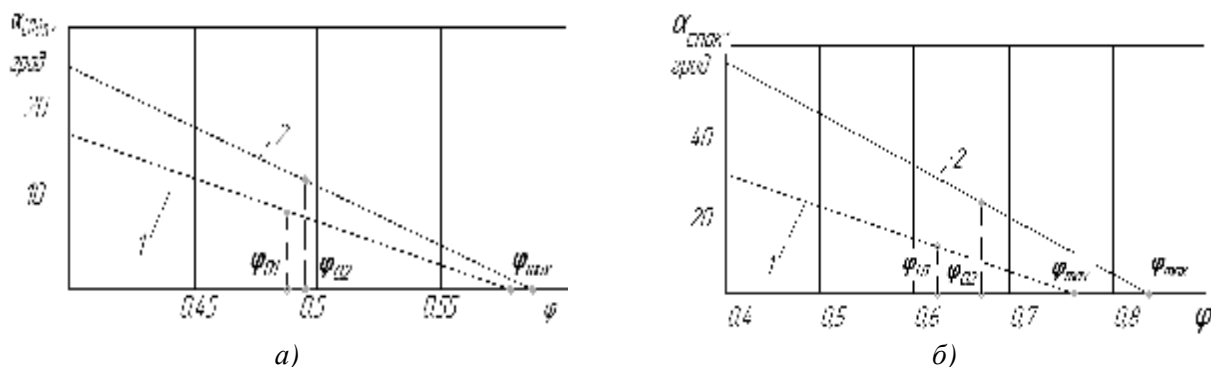


Рис. 1. Залежність дуги спокою від коефіцієнта тяги

Отримані результати дозволяють знайти параметри елементів приводного барабана. Діаметр барабана розраховано за умови об'ємного сполучення двох циліндричних поверхонь (стрічка – барабан) у залежності від необхідного тягового зусилля, ширини стрічки, коефіцієнта тертя, середнього контактного тиску i , головне, від дуги ковзання, на якій реалізується тягове зусилля. Наведено спрощений метод розрахунку конструкції барабана типу «білячої клітки».

Розрахунок товщини футеровки виконується за умови міцності на зсув за дотичними напруженнями, які досягають максимуму на дузі спокою. Допустиме значення кутового зміщення визначається за емпіричною залежністю через товщину футеровки, а модуль зсуву для гуми – через твердість за Шором. Результати роботи можна використати при проектуванні стрічкових елеваторів будь-якої продуктивності та висоти.

УДК 620.17

ПОЛІПШЕННЯ РОБОТИ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ МОСТОВОГО КРАНА

IMPROVING THE WORK MECHANISM OF MOVEMENT OF BRIDGE CRANES

Наталя Фідровська¹, Євген Слєпужніков², Олександр Чернишенко¹

¹Українська інженерно-педагогічна академія,
вул. Університетська, 16, м. Харків, 61003, Україна;
²Національний університет цивільного захисту України,
вул. Чернишевська, 94, м. Харків, 61023, Україна

The article discusses the new design of the crane wheel with an elastic element in the middle part. Experimental study was conducted operation of the proposed design of the crane wheel. The new design can significantly reduce the dynamic loads during movement.

Для зменшення вібрації при пересуванні коліс за рахунок поглинання динамічних навантажень, до яких призводять поштовхи при русі вантажного візка, запропоноване колесо ходове кранове з пружним кільцем, розташованим в ободі [1].

Пластична вставка 1 має східчасту форму, яка входить у пази, які нарізані на внутрішній поверхні колеса 2 (рис.1). Така конструкція ходового колеса забезпечує більшу його довговічність у наслідок більшої площі контакту між вставкою та поверхнями колеса. Це зменшує контактні напруження в зоні з'єднання і запобігає зминанню еластичної вставки.

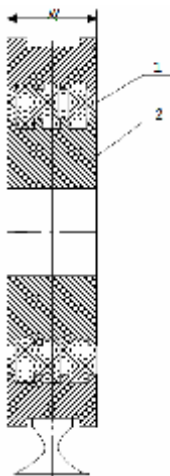


Рис. 1. Схема ходового колеса



Рис. 2. Встановлення сенсорів реєстрації шуму і вібрації на буксу ходового колеса візка мостового крана

Конструкція, яка складається з декількох шарів, з яких зовнішні зроблені з міцного матеріалу, а середній шар є маломіцним легким наповнювачем, є не тільки зменшеної маси, але має високу міцність і жорсткість, що пояснюється, в першу чергу, більшим значенням моменту інерції всієї стінки. У порівнянні з одношаровою обшивкою момент інерції може бути збільшеним у багато десятків разів.

Експериментальні дослідження проводились на холостих і приводних колесах механізму пересування вантажного візка мостового крана. Для реєстрації вібрації коліс, які встановлені на візку крана, були вибрані два вібросенсори Д 14, які

були встановлені в корпус букси кранового колеса і своїми щупами упирались у зовнішнє кільце підшипника кочення (рис. 2).

Перший сенсор призначався для фіксування осьової вібрації, а другий – для фіксування радіальної вібрації. Сигнал від двох сенсорів передавався на підсилювач ZETLAB з наступною трансляцією сигналу на аналого-цифровий перетворювач (АЦП).

Розрахунки показали, що напруження в колесі і динамічні навантаження при пересуванні такого ходового колеса значно зменшуються, що безумовно підвищує його робото- здатність і довговічність.

1. Пат. U201412674. Колесо ходове кранове з пружним кільцем, розташованим в ободі / Є.Д. Слепужніков, Ю. М. Сенчихін, А. А. Лісяк, Н.М. Фідровська О.В. Чернишенко // 2015.

www

СЕКЦІЯ 11

ВІБРАЦІЇ В ТЕХНІЦІ І ТЕХНОЛОГІЯХ

УДК 621.923.7

УДОСКОНАЛЕННЯ ТРИМАСОВОГО ВЕРСТАТА ВІБРОВИКІНЧУВАЛЬНОЇ ДОВОДКИ

STUDY OF PARAMETERS OF VIBRATION DEVELOPMENT MACHINE TOOLS

Олександр Гаврильченко¹, Ярослав Шпак¹, Віктор Захаров²

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

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

Parameters of vibration development machine tools are studied in this paper.

Технологія абразивної обробки деталей вивчена не достатньо глибоко і вимагає з'ясування закономірностей зв'язків параметрів якості поверхонь деталей з технологічними факторами. Точність форми взаємного розміщення поверхонь деталей визначається десятими і сотими долями мікрометра, а параметр шорсткості $R_a=0.01$ мкм. У зв'язку з цим зростає вагомість кінцевої операції, плоско-паралельної доводки. Важливим напрямом є розробка технологій для забезпечення високої точності плоских поверхонь, як деталей, що обробляються, так і притирів плосковикінчувальних верстатів, що дозволить керувати процесом обробки виробів. Головними зовнішніми факторами при викінчувальній обробці є швидкість руху притирів, водила з деталями та величина тиску на поверхню деталей, які визначають енергетичні витрати викінчувального обладнання, пов'язані з зношуванням матеріалів притирів та деталей.

Вивчення питань обробки деталей на вібровикінчувальних верстатах присвячений ряд робіт, в яких розглядаються проблеми підвищення точності та ефективності процесу притирання, забезпечення рівномірного зношування робочих поверхонь деталей і притирів та розробка різноманітних сучасних конструкцій і технологічних процесів, які застосовуються при абразивній обробці.

Поставлені питання вирішуються у вібровикінчувальному верстаті побудованому на основі тримасової коливної системи, у якій проміжна та реактивна маси рухаються синфазно і в протифазі з робочою масою. Обробка деталей здійснюється двома притирами встановленими на робочій та проміжній масах.

Переваги запропонованої конструкції це: спрощення складної вертикальної пружної системи до одного пружного стрижня, зменшення впливу амплітуд коливань притирів на величину повітряного проміжку між якорями та осердями котушок електромагнітного віброзбудника, підвищення ККД електромагнітного приводу.

Недоліки такої конструкції це: жорстке кріплення кінців пружного стрижня приводить до закручування пружного стрижня, в наслідок виникнення нестабільності викінчувального процесу, неможливість проведення правки притир по притиру, не забезпечується переміщення водила з деталями відносно осі верстату, відсутній механізм забезпечення питомого тиску на поверхню деталей.

Усунення недоліків досягається за рахунок кріплення притирів до пружного елемента через підшипникові вузли.

Для удосконаленої конструкції вібростанини була розроблена динамічна модель три масової коливної системи, яка дозволяє здійснити вибір конкретних значень мас та жорсткостей пружних елементів з урахуванням енергетичних затрат на процес притирання.

УДК 539.3

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ САМОЗБУДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ У ХВИЛЕВОДНИХ СИСТЕМАХ

COMPUTER SIMULATION OF SELF-OSCILLATIONS IN WAVEGUIDE SYSTEMS

Ольга Глушакова, Сергій Глазунов

Національний транспортний університет,
вул. Суворова, 1, м. Київ, 01010, Україна

With the use of a wave model, the non-linear problem about realization of the Poincare-Hopf bifurcations in waveguiding systems is stated. The constitutive non-linear differential equations are deduced, the methods for their solution are elaborated. The example of torsion wave propagation in an elongated drill string is considered. Computer simulation of auto-oscillation generation in the examined system is performed for the cases of stationary and non-stationary variations of the perturbation parameter.

Поставлена нелінійна задача про реалізацію біфуркації Пуанкаре-Хопфа в хвильоводних системах. Виведено нелінійні диференціальні рівняння, розроблено методи їх розв'язання. Виконано комп'ютерне моделювання виникнення автоколиваний у таких системах. Розглядаються питання аналізу стаціонарних і перехідних автоколивальних процесів у гомогенних і гетерогенних хвильоводах. Встановлено, що через відсутність дисперсії хвиль у розглянутих динамічних моделях, можна виконати перехід від вивчення хвильового рівняння по всій довжині хвильоводу до аналізу одного нелінійного диференціального рівняння з аргументом, який запізнюється. Основна увага приділяється системам з невеликою інерційністю, де маса тіла, що коливається, значно менша за інерційність хвильоводу. У зв'язку з цим, побудоване диференціальне рівняння має малий параметр перед старшою (другою похідною). Рівняння такого типу називаються сингулярно збуреними. Їх розв'язки мають зубчасті форми, а коливання, описані ними, називаються релаксаційними. Друга особливість побудованих розв'язків полягає в тому, що функція швидкості має квантований характер за часом.

Розповсюдження хвиль розглянуто на прикладі бурильної колони. Знайдено діапазон значень швидкості обертання бурового механізму, при яких реалізуються автоколивання. Показано, що він обмежений біфуркаційними значеннями Пуанкаре-Хопфа. У зв'язку з тим, що поставлена задача є сингулярно збуреною, автоколивання мають ділянки з швидким і повільним рухом. Найбільш типові автоколивальні хвильові процеси створюються при бурінні глибоких вертикальних свердловин. В результаті нелінійної фрикційної взаємодії між долотом, що обертається, і дном свердловини, утворюються крутильні коливання, і крутильні хвилі починають поширюватися вздовж бурильної колони. Аналіз цих коливань виконано на основі нелінійної моделі торсіонного маятника. Показано, що автоколивання реалізуються в діапазоні зміни швидкості обертання системи і переходи від стаціонарних до періодичних обертальних рухів мають форму біфуркацій Хопфа. Можна зробити висновок, що аналогічні явища мають місце і в інших коливальних системах.

1. Gulyayev V.I., Glushakova O.V., and Glazunov S.N. Stationary and non-stationary self-induced vibrations in waveguiding systems // J. of Mechanics Engineering and Automation. – 2014. – 4, No.3. – P. 213-224. 2. В.И. Гуляев, С.Н. Худолій, О.В. Глушакова. Самовозбуждение крутильных колебаний колонн глубокого бурения // Проблемы прочности. – 2009. – №6. С. 31-43

**ВИСОКОЕФЕКТИВНІ ЕНЕРГООЩАДНІ АДАПТИВНІ ВІБРОМАШИНИ ДЛЯ
ВІБРОАБРАЗОВНОЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ**

**HIGHLY EFFECTIVE ENERGY-SAVING ADAPTIVE VIBROMACHINE FOR VIBROABRASIVE
TREATMENT OF DETAILS**

Руслан Горбатюк¹, Юрій Скварок², Роман Чубик²

¹*Вінницький національний технічний університет,
вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна;*

²*Дрогобицький державний педагогічний університет ім. І.Франка,
вул. Стрийська, 3, м. Дрогобич, 82100, Україна*

Automation of technological processes and vibration processes where vibration is used to intensify the technology can simultaneously solve several problems, including: problems related to minimizing energy consumption for production, problems associated with providing a given quality of the final product (products), problems related the expansion of technological capabilities across the industry, implemented based on automated lines, problems related to an increase in intensity and productivity vibrotechnology.

Для ефективного, рівномірного і всебічного оброблення деталей при відсутності жорсткого кінематичного зв'язку між деталями та інструментом (віброабразивна обробка, галтування, відцентрова-абразивна, вібраційно-відцентрова, шпindelна віброобробка, струменево-абразивна, магніто-абразивна, обробка ущільненим прошарком абразиву, ультразвукова обробка, обробка механічними щітками, абразивними стрічками і пелюстковими кругами і т.п.) необхідно забезпечити три основних умови: надати робочому середовищу достатній для виконання роботи рівень кінетичної енергії; створити максимальну різницю швидкостей між деталями, що обробляються і робочим середовищем; забезпечити рівномірне та інтенсивне перемішування деталей та робочого середовища. Для розширення технологічних можливостей вібраційних машин, в яких відсутній жорсткий кінематичний зв'язок між деталями та інструментом, що застосовуються у машинобудівній промисловості, в роботах [1, 2] запропонована система для віброабразивної обробки деталей у автоматичному режимі дозволяє автоматично: проводити адаптивне настроювання та підтримування у часі резонансного режиму роботи контейнера (пустотілого робочого органа) незалежно від маси його завантаження середовищем та деталями на протязі усього циклу віброобробки; проводити настроювання та підтримування у часі заданого технологічно оптимального значення параметрів вібраційного поля (питомої роботи, питомої потужності і т.п.) у пустотілому робочому органі завантаженого середовищем та оброблюваними деталями на протязі усього циклу віброобробки; проводити керування напрямом та формою траєкторії руху завантаженого середовища і деталей у пустотілому робочому органі за наперед визначеною користувачем (оператором) програмі на протязі усього циклу віброобробки.

У комплексі дані три особливості конструкції автомату для віброабразивної обробки деталей дозволяють отримувати для деталей складної просторової форми заданий технологічний ефект (заданий клас шорсткості поверхні деталей при шліфуванні та поліруванні, задану величину зйому металу із деталі при знятті заусенців та оздоблювально-зачисній обробці, задане зміцнення поверхні пластичним деформуванням) при мінімальних енергозатратах.

1. Пат. 76368 А Україна, В24В31/06. Адаптивний пристрій для віброабразивної обробки деталей. Горбатюк Р.М., Скварок Ю.Ю., Чубик Р.В., Паламарчук І.П. (Україна). - № u201112534; Опубл. 10.01.2013; Бюл. № 1, 6 ст.2. Горбатюк Р.М., Килівник М.М., Чубик Р.В., Скварок Ю.Ю. Автомат для віброабразивної обробки деталей. // Вібрації в техніці та технологіях. Всеукраїнський наук.-тех. журнал. 2014. - № 3 (75) - С.57-64.

МОДЕРНІЗАЦІЯ ОДНОЧАСТОТНИХ РЕЗОНАНСНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ

MODERNIZATION OF THE ONE-FREQUENCY RESONANCE VIBRATORY MACHINES WITH AN ELECTROMAGNETIC DRIVE

Володимир Гурський, Олексій Ланець, Ярослав Шпак

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

For realization of two-frequency resonance on the base of existent two-mass resonance machines with an electromagnetic drive by formula for calculation stiffness parameter. Offered approach intended for modernization of two-mass constructions of resonance machines without the change of existing stiffness-inertia parameters and descriptions of drive by joining of the partial module with certain stiffness-inertia parameters.

Теоретичний аналіз силових характеристик електромагнітного збуджувача за однократної схеми вказує на багаточастотний спектр кратних гармонік періодичного тягового зусилля. Однак, в реальності двомасовою системою використовується перша (основна) гармонійна складова тягового зусилля приводу, під яку власне адаптована її друга (перша власна частота віброізоляційна) власна частота коливань. Інші кратні гармоніки імпульсного тягового зусилля не мають можливості якісно вплинути на робочий процес, оскільки не знаходяться на резонансних механічних частотах.

Ідеєю дослідження є реалізація довшочастотних резонансних режимів роботи на основі структурно-параметричного перетворення існуючих одночастотних резонансних машин з електромагнітним приводом. Переналаштування передбачається шляхом переведення структури системи з двомасової у тримасову долученням парціального модуля з відповідним розрахунком його пружно-інерційних параметрів. Такий розрахунок найбільш доцільно здійснювати на підставі задачі синтезу за власними частотами коливань. Приймаємо, що коефіцієнт пружності визначений традиційним чином як для двомасової (високочастотної 100 Гц) резонансної системи:

$$c_1 = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} (2\omega_{01})^2,$$

де $\omega_{01} = \omega/z$ – частота вільних коливань в околі частоти збурення з налагодженням до резонансу z .

Розв'язавши частотне рівняння тримасової системи ланцюгового типу, за умовою кратності основних власних частот коливань, отримали формулу для встановлення коефіцієнта пружності парціального модуля, що кріпиться до однієї із збурених електромагнітом мас:

$$c_2 = \frac{m_2 m_3 \left[17m_2 M - 8m_1 m_3 - 5m_2 \sqrt{\frac{M [9m_2 M - 16m_1 m_3]}{m_2}} \right]}{2(m_1 + m_2)(m_2 + m_3)^2} \omega_{01}^2,$$

де $M = m_1 + m_2 + m_3$ – загальна маса вібраційної системи. Варіації зі знаком « $-$ » у формулі пояснюються наявністю симетричних власних форм у три масовій системі. У випадку модернізації високочастотної системи береться знак « $-$ ». Якщо ж модернізація здійснюється на базі двомасової резонансної машини із робочою частотою коливань 50 Гц, то необхідна формула для розрахунку коефіцієнта пружності c_2 відрізнятиметься від отриманої формули числом «8» у знаменнику та знаком « $+$ ». Перевагою синтезованих двочастотних резонансних систем є практично сталість максимуму пришвидшення за різних значень інерційності маси m_3 . При цьому суттєвого впливу має співвідношення між складовими гармонік, що дозволяє наперед синтезувати машину із відповідним гармонійним складом без порушення ефективності (за максимумом пришвидшення).

УДК 621.1

ПУСК ВІБРОМАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ЗБУДНИКОМ З УРАХУВАННЯМ ПРУЖНОЇ МУФТИ

STARTING OF VIBRATION MACHINES WITH INERTIAL EXCITER CONSIDERING COUPLING

Іван Забронець, Андрій Силивонюк, Микола Ярошевич

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

The process of running start of vibration machine with unbalance drive considering the impact of motor and vibration exciter on its dynamics of elastic coupling is considered.

Досліджується розбіг вібраційної машини з дебалансним приводом з урахуванням впливу пружної муфти, встановленої між електродвигуном та збудником коливань. Рух ротора двигуна та збудника, з'єднаних муфтою, описано за допомогою рівняння:

$$j_{12} + 2b_{\omega} j_{12} + p_{\omega}^2 j_{12} = \frac{L(j_{12})}{I_1} + \frac{R(j_{12})}{I_2} - \frac{me \sin j_{12}}{I_2}, \quad (1)$$

де $j_{12} = j_1 - j_2$ – різниця кутів повороту роторів двигуна та вібробудника; b_{ω} – приведений коефіцієнт демпфірування муфти; p_{ω} – частота власних коливань муфти; I_1, I_2 – зведені моменти інерції роторів двигуна та збудника; $L(j_{12}), R(j_{12})$ – моменти двигуна та сил опору обертанню збудника; m, e – маса збудника та його ексцентриситет. Зазначимо, що дію моменту сил ваги на динаміку системи при аналітичних дослідженнях не враховуємо.

Розглядається найбільш цікавий період пуску вібромашини з інерційним приводом – початковий період до виходу із зони резонансу. Момент двигуна подано у вигляді $L(j_{12}) = L_{\text{пуск}} [1 - e^{-b_{\omega} t} \cos(6,28 f_{\text{cmp}} t)]$, тут $L_{\text{пуск}}$ – пусковий момент двигуна; b_{ω} – коефіцієнт, що характеризує згасання коливань електромагнітного моменту; f_{cmp} – частота струму у мережі живлення двигуна. Розв'язок рівняння (1) отримано у вигляді

$$j_{12} = \frac{L_{\text{пуск}}}{I_1 p_{\omega}^2} [1 - e^{-b_{\omega} t} (\frac{b_{\omega}}{p_{\omega}} \sin p_{\omega} t + \cos p_{\omega} t) - A e^{-b_{\omega} t} \cos(\omega_{\text{cmp}} t - b)],$$

$$\text{де } A = \frac{1}{\sqrt{(1 - \frac{\omega_{\text{cmp}}^2 - b_{\omega}^2 + 2b_{\omega} b_{\omega}}{p_{\omega}^2})^2 + \frac{4\omega_{\text{cmp}}^2 (b_{\omega} - b_{\omega})^2}{p_{\omega}^4}}}, \quad b = \text{arccctg} \frac{2\omega_{\text{cmp}} (b_{\omega} - b_{\omega})}{p_{\omega}^2 - \omega_{\text{cmp}}^2 + b_{\omega}^2 - 2b_{\omega} b_{\omega}}.$$

Максимальні деформації пружної муфти, яка з'єднує ротори вібробудника та двигуна, мають місце в момент його пуску. При цьому збуджуються згасаючі коливання напівмуфт з частотою, близькою до частоти струму відносно деякого закрученого рівня, який з достатньою ступінню точності можна обрахувати у припущенні, що момент двигуна є сталий і дорівнює пусковому моменту. Амплітуди цих коливань у випадку близькості власної частоти муфти до частоти струму можуть бути значними; у далеко до- й зарезонансних зонах вони є на рівні подвійної деформації, викликані статичною дією пускового моменту; при виборі параметрів муфти важливо, щоб її власна частота не збігалася з частотою муфти. Для зменшення кута закручування муфти потрібно забезпечити її достатню жорсткість і не завищувати пусковий момент двигуна; для обмеження амплітуд відносних коливань напівмуфт потрібно збільшити демпфуючу зданість муфти. Наявність пружної муфти не вносить принципових змін у перебіг процесу проходження зони резонансу вібромашинною з дебалансним приводом. При виході на усталений режим відбувається зменшення пускових деформацій муфти та згасання коливань з частотою струму.

УДК 621.1

**ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ
ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН ТА ОБРОБЛЮВАНИХ СЕРЕДОВИЩ**

INVESTIGATION OF THE STRESS-STRAIN STATE OF METAL STRUCTURES VIBRATING
MACHINES AND PROCESSED MATERIALS

Іван Назаренко, Анатолій Свідерський, Олег Дєдов

*Київський національний університет будівництва і архітектури,
Повітрофлотський пр. 31, м. Київ, 03680, Україна*

The analysis of existing models and methods of calculation of vibration machines, their steel structures. composed by the equation of motion of vibrating systems, investigated the state of stress steel structures, proposed the principle of improving the reliability and efficiency of vibrating machines

Виконання технологічного процесу обробки середовищ вібраційною машиною визначається достовірністю розрахункових параметрів, надійністю роботи машин. Характерною особливістю цього класу машин є безпосередня взаємодія робочих органів і середовищ, що приводить до взаємовпливу їх між собою. Такий процес потребує вибору фізичних та математичних моделей, які адекватно відображають реальну картину взаємодії і взаємовпливу їх між собою. Одним із рішень даної задачі є підхід, завдяки якому не дивлячись на різні фізичні властивості вібромашин і оброблюваних середовищ приймається умова, за якою загальна система розглядається як єдиний вібраційний процес і загалом у математичному описі є системою складної структури. Визначення фізичних і математичних моделей таких систем зазвичай здійснюється окремо для машин вібраційної дії і оброблюваних середовищ. Металоконструкції машин моделюють твердими тілами із зосередженими навантаженнями. Середовища, які обробляються, моделюють залежно від властивостей, що виявляються при вібраційній дії: пружних, пружно-пластичних, в'язко-пластичних. Відмінність таких моделей полягає в прийнятті різних законів зміни дисипативних характеристик.

У роботі висувається наукова ідея, у відповідності до якої математична модель вібраційної системи «машина – середовище» має визначатися на основі врахування внутрішньої структури вказаних підсистем як єдиної, не дивлячись на різну їх фізичну природу і будову. Максимальною віддачею енергії на протікання будь-якого технологічного процесу. Розрахункова модель представляється у вигляді цілеспрямованого поєднання енергій машини і середовища за умови максимальної передачі цієї енергії на виконання технологічної операції обробки матеріалів. Такий методологічний підхід дає можливість комплексно розглядати енергетичні складові системи, визначивши таким чином «комфортну» ситуацію поведінки системи з.

Рішення за такою методикою дало можливість розробити нові принципові схеми вібраційних машин, металоконструкції яких розраховані із умови рівномірності всіх ділянок і елементів, що знаходяться у напружено-деформованому стані і забезпечують наперед заданий технологічний режим роботи.

УДК 534.1, 621.81-192

**ВУЗЛИ З'ЄДНАННЯ БАГАТОКООРДИНАТНИХ ВІБРОСТЕНДІВ З УРАХУВАННЯМ
ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЇ, ЩО ВІДТВОРЮЄТЬСЯ**

KNOTS OF CONNECTION OF MULTICOORDINATE VIBROSTANDS TAKING INTO
ACCOUNT THE PARAMETERS OF THE REPRODUCED VIBRATION

Володимир Шпачук, Микола Засядько

*Харківський національний університет міського господарства ім. О.М. Бекетова,
вул. Маршала Бажанова, 17, м. Харків, 61002, Україна*

The knots of connection of tables of causative vibroagents are created and investigated with the platform of multicoordinate forward vibrostand and by immobile basis, that is executed as packages of semicylindrical band resilient elements. Application of the knots of connection considered in-process provides the increase of reliability, longevity and bearing strength of stand, increase of exactness of recreation on the platform of the set spatial vibration.

Проблема підвищення надійності й довговічності продукції, що випускається, належить до числа найбільш актуальних в сучасній науці і техніці. Центральною ланкою в комплексі заходів по підвищенню надійності і поліпшенню експлуатаційних параметрів техніки, що працює в умовах інтенсивних механічних навантажень, є проблема створення установок і механізмів, які відтворюють заданий режим робочого органу в умовах паразитних дій з боку довкілля. В експлуатації більшість об'єктів машинобудування, приладобудування, авіаційної, космічної та транспортної техніки піддаються впливу просторової вібрації. Тому задача створення стендів, що відтворюють в лабораторних умовах зовнішнє вібраційне багатокординатне навантаження на об'єкт випробувань при дослідженні його вібронадійності, займає важливе місце в вібраційній техніці. Точність відтворення на платформі багатокординатного поступального вібростенда заданої програми випробувань визначається рівнем паразитних кутових коливань платформи і ступенем взаємовпливів між віброзбудниками стенду, які, в свою чергу, залежать від кількості та типів вузлів з'єднання столів з платформою і нерухомою основою. В роботі досліджено вузли з'єднання, які виконано у вигляді пакетів напівциліндричних стрічкових пружних елементів, перевагою яких є: простота виготовлення і експлуатації; відсутність витрат додаткової енергії на підтримку працездатності вузла; незначна вага вузла, що розвантажує підвіску столів віброзбудників в неробочому напрямку, тобто робить їх більш надійними; лінійність характеристики жорсткості вузла в напрямку вібрації, що передається.

Створено методику розрахунку конструктивних (товщина, довжина й ширина стрічки) і механічних (модуль пружності) характеристик пружних елементів у пакеті. При заданих характеристиках пружних елементів їх кількість у пакеті та кількість пакетів визначаються з урахуванням рівня вібраційних навантажень, що відтворюються на платформі стенду, а також заданого діапазону робочих частот вібростенда. Кожен пружний елемент пакету знаходиться у напружено-деформованому стані, який визначається його роботою на згин у двох площинах, зсув та розтягнення в умовах вібраційного навантаження і повинен задовольняти умовам витривалості та жорсткості. За вимоги великої гнучкості пакету у неробочому напрямку, а отже, малої товщини кожної стрічки, умови витривалості та жорсткості задовольняються за рахунок кількості стрічок у пакеті. Жорсткість пакету пружних елементів у напрямку збуджуючого навантаження визначається з умови обмеження мінімальної частоти власних коливань.

Застосування розглянутих в роботі вузлів з'єднання у вигляді пакетів напівциліндричних стрічкових пружних елементів в конструктивних схемах багатокординатних стендів для з'єднання столів віброзбудників з платформою і платформи з нерухомою підставою підвищує надійність, довговічність і несучу здатність стенду, підвищує точність відтворення на платформі заданої просторової вібрації.

WWW

ЗМІСТ

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ	3
<i>Назарчук З., Скальський В., Станкевич О.</i> Характеристика механізмів руйнування сталі 45 за вейвлет-перетворенням сигналів акустичної емісії.....	3
<i>Бобир М., Коваль В.</i> Метод прогнозування ресурсу елементів конструкцій	4
<i>Dobrzański L.</i> Розвиток інженерії поверхні матеріалів з використанням для пояснення сучасних методів електронної мікроскопії	4
<i>Білий О., Дмитрах І.</i> Розрахункові методи механіки руйнування для технічної діагностики дефектних елементів конструкцій у робочих середовищах.....	5
<i>Осташ О., Кулик В., Ленковський Т.</i> Зв'язок між пошкоджуваністю поверхні кочення залізничних коліс та циклічною тріщиностійкістю сталей	6
<i>Марчук М., Харченко В., Хом'як М.</i> Моделювання напружено-деформованого стану композиційної пластини в околі вузла з'єднання методом скінченних елементів.....	7
<i>Ткачук М.-мол., Скріпченко М., Ткачук М.</i> Контакт складнопрофільних гладких та шорстких тіл: моделі, методи, ефекти	8
<i>Андрейків О., Кухар В., Долінська І.</i> Розвиток тріщин високотемпературної повзучості в трубках парогенератора ПГВ-1000 за нейтронного опромінення	9
СЕКЦІЯ 1. ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ МАШИН І СПОРУД	11
<i>Верещака С., Данільцев В., Жигилій Д.</i> Конструкційна міцність витяжної труби з композиційного матеріалу від дії вітрового навантаження.....	11
<i>Гончаров В., Філімоніхін Г.</i> Метод аналітичного дослідження перехідних процесів при автобалансуванні роторів пасивними автобалансирами	12
<i>Грабовський А., Бондарець О.</i> Залежності для оцінювання довговічності при пружно-пластичному деформуванні.....	13
<i>Дзюба Л., Хитряк О., Меньшикова О.</i> Згинальні коливання натягнутого рухомого полотна стрічкової пилки	14
<i>Дзюбик Л.</i> Оцінювання податливості опор обертового агрегату за результатами технічного діагностування.....	15
<i>Дівеєв Б., Коник С.</i> Розрахунок шумопоглинальних шаруватих пластин різної структури	16
<i>Єфремов Ю., Депарма О., Шульженко М.</i> Автоматизовані стаціонарні та мобільні системи вібродіагностування допоміжного устаткування енергоблоків ТЕС І ТЕЦ.....	17
<i>Корендій В., Кузьо І., Вергелес В.</i> Структурний і кінематичний аналіз інерційних механізмів складання лопатей горизонтально-осьових вітроустановок	18
<i>Лужецький В., Вірт І.</i> Оцінювання залишкової міцності трубопроводів акустичним вейвлет-аналізом	19
<i>Мартиненко Г.</i> Експериментальний і розрахунковий аналізи нелінійних явищ динаміки роторів у магнітних підшипниках різних типів.....	20
<i>Поздняков М., Пурдик В.</i> Методика визначення динамічних характеристик гнучких рукавів високого тиску	21
<i>Поліщук Л., Нойман К.-Г., Харченко Є.</i> Дослідження згинних коливань стріли буртоукладника.....	22
<i>Похильчук І.</i> Дослідження кута розкриття стику пари тертя	23
<i>Тацій Р., Стасюк М., Ушак Т.</i> Метод дискретизації у задачах про вільні коливання оболонок, підкріплених шпангоутами	24
<i>Ткачук М.-мол.</i> Мікромеханіка нетканних матеріалів	25
<i>Філімоніхін Г., Яцун В.</i> Механізм збудження двочастотних вібрацій пасивними автобалансирами.....	26
<i>Філімоніхін Г., Олійніченко Л.</i> Про зрівноваження пасивними автобалансирами аеродинамічного дисбалансу крильчатки осьового вентилятора.....	27
<i>Харченко Є., Палюх В.</i> Моделювання просторових коливань силового агрегату транспортного засобу в умовах деградації еластичних опор двигуна	28
<i>Шевчук Л.</i> Динаміка кочення доліт бурильних колон.....	29
<i>Шлюнь Н.</i> Біфуркаційні стани бурильних колон у каналах криволінійних свердловин	30
<i>Шпачук В., Чупринін О., Гудзловенко Л.</i> Дослідження коливань рухомого складу і колії в зоні стикової нерівності при русі	31
<i>Шульженко М., Гонтаровський П., Гармаш Н.</i> Методика прогнозування динамічної реакції системи турбоагрегат-фундамент атомних енергоблоків на сейсмічне збурення.....	32

<i>Яглінський В., Обайді А.</i> Критерій зв'язаності коливань тренажера екіпажів мобільних машин.....	33
СЕКЦІЯ 2. МАТЕМАТИЧНІ ТА ФІЗИЧНІ ПРОБЛЕМИ ТЕОРІЇ ТРІЩИН У МЕХАНІЦІ.....	35
<i>Гутиря С., Ariza De Miguel J.</i> Удосконалення моделей втомної міцності трубчастих осей.....	35
<i>Кузь І., Кузь О., Пиз Н.</i> Міцність пружно-пластичних пластин з двома перпендикулярними розрізами (абсолютно жорсткими включеннями)	36
<i>Камінський А., Кіпніс Л., Поліщук Т.</i> Про урахування слабо розвинутої пластичності в задачі для кусково-однорідної площини з внутрішньою півнескінченною тріщиною	37
<i>Квіт Р.</i> Статистичні характеристики міцності матеріалів з урахуванням відхилень форми дефектів	38
<i>Максимович О., Божидарнік В., Іллюшин О.</i> Визначення напружень біля крайових тріщин в анізотропних пластинках	39
<i>Назаренко В., Кіпніс О.</i> Пружна рівновага кусково-однорідної площини з півнескінченною тріщиною	40
<i>Опанасович В., Слободян М., Звізло І.</i> Згин круглої пластини з крайовою радіальною тріщиною з урахуванням лінійчастого контакту її берегів	41
<i>Пономаренко О.</i> Вплив кругової порожнини і кругового включення на розподіл напружень у безмежній плиті при розтягу.....	42
<i>Пороховський Ю.</i> Вплив залишкових напружень на міцність зварних оболонкових машинобудівних конструкцій з подовжніми поверхневими тріщинами у зоні зварного шва	43
<i>Сулим Г., Опанасович В., Яцик І.</i> Згин пластини рейсснера зі співвісними наскрізними щілиною та тріщиною з урахуванням ширини області контакту її берегів	44
<i>Сулим Г., Пастернак Я., Томашівський М.</i> Інтегральні рівняння термопружного анізотропного біматеріалу з тонкими неоднорідностями та неідеальним тепловим контактом складових	45
<i>Чернуха О., Гончарук В., Давидок А.</i> Моделювання потоків маси у випадково неоднорідній шаруватій смузі за трикутного розподілу товщини включень.....	46
<i>Штаюра Н.</i> Критерій залишкової міцності тонкостінних елементів конструкцій.....	47
СЕКЦІЯ 3. МОДЕЛЮВАННЯ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У НЕОДНОРІДНИХ ТІЛАХ... ..	49
<i>Андрусик Я.</i> Побудова електромеханічної моделі ідеально пластичного матеріалу, що описує явище запізнення плинності	49
<i>Андрусик Я.</i> Дослідження поширення пружнов'язкопластичної хвилі у півбезмежному стержні з особливими властивостями.....	50
<i>Верещака С., Дейнека А., Данільцев В.</i> Розв'язання задачі термопружності склопластикової труби за допомогою сплайн-функцій.....	51
<i>Гачкевич М., Боженко Б., Станік-Беслер А.</i> Методика оптимізації відносно напруженого стану режимів нагріву кусково-однорідних скляних оболонок у виробничих процесах.....	52
<i>Гачкевич О., Ірза Є., Козарська А.</i> Методика розрахунку напружень у структурно-неоднорідних тілах обертання при термообробці.....	53
<i>Гачкевич О., Козакевич Т., Гаск М.</i> Дослідження та оптимізація впливу термічних і технологічних параметрів процесу нагріву на залишкові структурний і напружений стани сталевих пластин	54
<i>Гембара О., Чепіль О., Гембара Т.</i> Методологія оцінювання міцності та працездатності високотемпературних конструктивних елементів енергетичного обладнання з урахуванням впливу водню.....	55
<i>Дяконюк Л., Савула Я., Іванків К.</i> Використання двох методик чисельного дослідження процесу теплопровідності у багатошарових середовищах	56
<i>Заєць Ю.</i> Екранування ударних хвиль у шарувато-неоднорідних пружних середовищах.....	57
<i>Кушнір Р., Токовий Ю.</i> Визначення осесиметричних температурних напружень та переміщень у пружному поперечно-неоднорідному шарі	58
<i>Лесик О., Пакош В.</i> Вплив податливості до трансверсальних зсуву та стиснення на температурні напруження в композитних пластинах	59
<i>Марчук М., Лопух Н., Харченко В.</i> Моделювання властивостей композиту як ортотропного матеріалу	59
<i>Онишко О., Станік-Беслер А., Боженко Б.</i> Моделювання термопружної поведінки шару в області структурних перетворень при зміні температури.....	60
<i>Соляр Т.</i> Квазістатичні температурні напруження у пружно-пластичному кусково-однорідному кільці	61
<i>Чупик І., Муліцка І.</i> Залишкові напруження у титановій оболонці обертання зумовлені поліморфними перетвореннями при локальному нагріві.....	62

СЕКЦІЯ 4. МОДЕЛЮВАННЯ, СИНТЕЗ І ОПТИМІЗАЦІЯ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ	64
<i>Васильєва О.</i> Багатопараметричний синтез основних елементів конструкцій зубчастих коліс циліндричних редукторів	64
<i>Віштак І.</i> Оптимізація конструктивних параметрів шпindelних вузлів на конічних газових підвісах	65
<i>Влах В.</i> Автоматизований кінематичний аналіз механізму човника ниткошвейної машини	66
<i>Гарбуз С., Удянський М., Ковальов О.</i> Обладнання та методи рекуперації вуглеводневих парів	67
<i>Дівеєв Б., Мартин В., Дорош І.</i> Оптимізація регульованих компактних динамічних гасників коливань	68
<i>Кіницький Я., Головка О.</i> Важільні механізми з регульованою амплітудою коливання кутової швидкості вихідної ланки	69
<i>Корендій В., Бушко О., Іванус Н.</i> Структурний і кінематичний аналіз циклових крокуючих рухів мобільних роботомеханічних систем	70
<i>Негріч В., Войцехівська Т., Сумер А.</i> До питання моделювання вузлів тертя, які здійснюють зворотно-поступальний рух насосів для перекачування корозійно-абразивних середовищ	71
<i>Проценко В., Клементьєва О.</i> Морфологічні основи синтезу структури пружно-демпфувальних ланок машин змінної жорсткості з канатними елементами	72
<i>Пурдик В.</i> Обґрунтування основних експлуатаційних параметрів обладнання для виробництва паливних брикетів	73
<i>Сидоренко І., Ткачов О.</i> Пасивні пружинні динамічні гасники коливань з додатковою механічною структурою	74
<i>Стоцько З., Шеремета Р., Коценко О.</i> Розроблення експериментальної установки для верифікації розрахунку газодинамічних моделей двопозиційних запобіжних клапанів	75
<i>Струтинський С.</i> Розроблення основних положень теорії проектування просторової системи приводів для маніпулювання об'єктами	76
<i>Ткачук А., Грабовський А., Ткачук Г.</i> Моделювання дії складних навантажень на машинобудівні конструкції	77
<i>Харжевський В.</i> Синтез важільних напрямних механізмів методами кінематичної геометрії з використанням особливих точок чебишева	78
СЕКЦІЯ 5. НОВІТНІ ТЕХНОЛОГІЇ У МАШИНОБУДУВАННІ ТА АВТОМАТИЗАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА	80
<i>Балицький О., Гаврилюк М., Колесніков В.</i> Екологічно чиста змащувально-охолоджувальна рідина для механічної обробки сталі	80
<i>Белов М., Шейко О., Ткачук М.</i> Дискретне та дискретно-континуальне зміцнення поверхонь деталей	81
<i>Громнюк С., Грицай І.</i> Вплив динамічних чинників на якість зубчастих коліс у радіально-коловому способі зубонарізання	82
<i>Дядя С., Гермашев А., Козлова О.</i> Методи пригнічення вібрацій при фрезеруванні тонкостінних деталей	83
<i>Іванов В., Павленко І., Процай Р.</i> Визначення умов забезпечення стійкості заготовки у верстатному пристрої	84
<i>Кривий П., Дзюра В., Тимошенко Н.</i> Прогресивна технологія формування регулярних мікрорельєфів на довговимірних циліндричних поверхнях	85
<i>Кучугуров М.</i> Методи варіювання швидкістю обертання шпindelя для зниження рівня автоколивань при механічній обробці	86
<i>Лавінський Д.</i> Аналіз деформування складених індукторів для магнітно-імпульсної обробки	86
<i>Литвиняк Я.</i> Удосконалення кінематичного методу синтезу зубчастих зачеплень і профілювання металорізальних інструментів для нарізання зубчастих коліс	87
<i>Луців І., Волошин В., Буховець В.</i> Комплексне самоналагоджувальне оснащення для токарної обробки	88
<i>Луців І., Шарик В.</i> Моделювання обробки трирізцевою адаптивною головкою з пружними напрямними	89
<i>Люховець В.</i> Процеси азотування в тліючому розряді отворів з відносно малим діаметром	90
<i>Майструк В., Гаврилів Р.</i> Визначення впливу кута нахилу вхідного патрубку на гідродинамічну структуру потоку в робочій зоні циклону зі спіральним направляючим апаратом	91
<i>Новіцький Я., Новіцький Ю.</i> Особливості конструкційного демпфування автоколивань металорізальних верстатів	92

<i>Соколовський Д., Щепанський Є., Гожій С.</i> Закономірності енергосилових параметрів та формоутворення при локалізованій обробці кільцевих заготовок.....	93
<i>Становський О., Панова Т., Зарічанський Д.</i> Автоматизоване проектування технологічного процесу багатоінструментальної обробки деталей нафтохімічного обладнання.....	94
<i>Струтинський В., Перфілов І.</i> Розроблення технологічного обладнання для високочастотної вібраційної фрезерувальної обробки деталей мікрорізанням.....	95
<i>Суботенко Г., Кучеренко С., Гожій С.</i> Прес для штампування обкочуванням подвійної дії.....	96
<i>Шевченко О., Яшиник А.</i> Розширення технологічних можливостей інструментального оснащення верстатів токарної групи.....	97
<i>Штегін О.</i> Метод побудови діаграм сталості для процесу обробки похилих поверхонь сферичними кінцевими фрезами.....	98
СЕКЦІЯ 6. ТЕХНОЛОГІЯ ЗВАРЮВАННЯ І ДІАГНОСТИКА МЕТАЛЕВИХ КОНСТРУКЦІЙ.....	
<i>Білобородченко В.</i> Прикладна модель оцінювання інтенсивності напруженого стану трубопроводів магнітостатичним методом.....	100
<i>Войтович А., Похмурська Г., Мехальський Р.</i> Підвищення зносостійкості наплавлених шарів методом вертикальної вібраційної обробки.....	101
<i>Дзюбик А., Палаш В., Хомич І.</i> Особливості зварювання спеціальних високоміцних сталей без застосування попереднього підігріву.....	101
<i>Назар І., Палаш Р.</i> Структурний фактор у вирішенні проблеми підвищення міцності зварних оболонкових елементів з високоміцних сталей.....	102
<i>Почапський Є., Клим Б., Рудак М.</i> Використання методу магнетоакустичної емісії для діагностики феромагнетних конструкцій.....	103
СЕКЦІЯ 7. СУЧАСНІ МАТЕРІАЛИ, ПОВЕРХНЕВЕ ОБРОБЛЕННЯ ТА ЗАХИСТ ДЕТАЛЕЙ МАШИН І КОНСТРУКЦІЙ.....	
<i>Балицький О., Ріней І., Гарда В., Еліаш Я.</i> Мікродеформаційний чинник у діагностуванні пароперегрівників парових котлів зі сталі 12X18H12T.....	105
<i>Білик Ю., Мартинюк А., Голомжжа В.</i> Зносостійкість композиційних електролітичних покриттів у трипроцентному розчині хлориду натрію.....	106
<i>Богданов В.</i> Визначення в'язкості руйнування матеріалу з використанням чисельного розрахування просторового пружно-пластичного деформування компактних зразків при ударному навантаженні.....	107
<i>Голубець В., Гасій О., Степанишин В.</i> Залежність триботехнічних і геометричних характеристик йонно-плазмових покриттів від режимних параметрів процесу.....	107
<i>Голубець В., Степанишин В., Гасій О.</i> Формування дифузійних покриттів на сталях.....	108
<i>Доній О., Лаврова Т.</i> Автоматизований комплекс прогнозування якості ливарних сплавів.....	109
<i>Жигуц Ю., Лазар В., Талабірчук В.</i> Термітні хромонікелеві сталі.....	110
<i>Іваськевич Л., Мочульський В., Гребенюк С.</i> Термічна стабільність і водневе окрихчення нікелевого сплаву ЕК-62ВІ.....	111
<i>Калахан О., Лакіш О., Вакуленко К.</i> Оцінювання адгезії вакуумно-плазмового покриття на основі нітридів титану на сталі 40X13.....	112
<i>Каплун В., Каплун П., Гончар В.</i> Дослідження сталей на малоциклову витривалість при згині в різних середовищах.....	113
<i>Ковбасюк Т., Дурягіна З.</i> Будова та мікромеханічні характеристики наноструктурованих діелектричних покриттів Al ₂ O ₃ на плоских нагрівних елементах.....	114
<i>Кузін О., Кусий Я., Топільницький В.</i> Вплив умов отримання виливків на формування технологічних пошкоджень.....	115
<i>Ляшенко Б., Кузін М.</i> Управління дифузійним насиченням для підвищення контактної довговічності пористих покриттів.....	116
<i>Магура Б., Голубець В., Гончар І.</i> Напрями підвищення ефективності технології електроіскрового легування.....	117
<i>Пастух І., Соколова Г.</i> Азотування металевих поверхонь у тліючому розряді з автономними параметрами режиму.....	118
<i>Петрина Ю., Гоголь В., Гоголь М.</i> Корозійна стійкість сталей резервуарів зберігання нафти.....	119
<i>Плешаков Е., Швачко С.</i> Вплив лазерного азотування на корозійну тривкість титанового сплаву Ti-6Al-4V.....	120
<i>Посвятенко Е., Аксьом П.</i> Аустенітні сталі у транспортному машинобудуванні.....	121

<i>Рещенко І.</i> Методика вимірювання експлуатаційної деградації механічних характеристик сталей портових кранів електрохімічним методом в умовах наднормативної експлуатації.....	122
<i>Румянцев Ю., Ясінський М., Ясінська-Дамрі Л.</i> Новий матеріал для оздоблення видавничої продукції.....	124
<i>Сенчишин В., Пулька Ч., Гаврилюк В.</i> Розрахункова модель оцінювання впливу параметрів вібрації на структуру наплавленого шару металу.....	125
<i>Скальський В., Почапський Є., Мельник Н.</i> Математичні моделі руху доменних стінок у феромагнетиках.....	125
<i>Яворська Н., Підгайчук С.</i> Розроблення технології отримання та складу КЕП на основі залізу з додатками нанорозмірних нітридів.....	126
<i>Яким Р., Петрина Ю., Яким І.</i> Критерії підвищення якості тришарошкових бурових доліт, які застосовують для буріння особливо міцних порід.....	127
<i>Яким І.</i> Вдосконалення технології створення сучасних тришарошкових бурових доліт.....	128
СЕКЦІЯ 8. ТРИБОЛОГІЯ	130
<i>Кіндрачук М., Духота О., Науменко Н.</i> Трибологічні аспекти інженерії фретингостійких поверхонь.....	130
<i>Криштопа С.</i> Дослідження трибоелектричних процесів в металополімерних парах фрикційних вузлів.....	130
<i>Олішевська В., Бас К., Гололобов О.</i> Відновлення трибосполучень геомодифікаторами тертя.....	131
<i>Стечишин М., Мартинюк А., Білик Ю.</i> Вплив шорсткості поверхні на зношування полімерних матеріалів при їх мікроударному навантаженні в корозійно-активних середовищах.....	132
СЕКЦІЯ 9. ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ І СЕРВІС ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ	134
<i>Бритковський В.</i> Діагностування технічного стану елементів ДВЗ.....	134
<i>Бур'ян М.</i> Оцінювання плавності руху автобусів.....	135
<i>Гащук П., Войтків С., Курач Б.</i> Використання поняття інтегрального модуля для формування типажних проектів автобусної (та тролейбусної) техніки.....	135
<i>Гащук П., Нікіпчук С.</i> Дослідження екстремальної динаміки розгону (гальмування) автомобіля аналітичними засобами.....	136
<i>Гелетій М.</i> Впровадження новітніх технологій навчання у сфері автосправи.....	137
<i>Грицунь О.</i> Мінімізація затримок транспорту на координованих регульованих перехрестях.....	138
<i>Гудз Г., Боднар М., Коцюмбас О.</i> Вплив ремонтних дій з гільзами циліндрів двз на паливну ощадність автомобіля.....	139
<i>Гудз Г., Глобчак М., Коцюмбас О.</i> Визначення граничних умов теплової моделі середовища «гільза – охолодник» ДВЗ для системологічного дослідження.....	140
<i>Гула О., Крайник Ю.</i> Моделювання руху міських автобусів з різними типами силового приводу в типовому їздовому тесті.....	141
<i>Гуліда Е., Коваль О.</i> Надійність пожежної техніки.....	142
<i>Гуль І., Ройко Ю.</i> Аналіз надійності автоматизованої системи управління дорожнім рухом під впливом дорожніх умов.....	143
<i>Гурко О.</i> Автоматичне керування робочим процесом БДМ з робочим обладнанням маніпуляторного типу.....	144
<i>Гутиря С., Чанчін А.</i> Навантаженість, точність, жорсткість та віброактивність колісних редукторів тролейбусів.....	145
<i>Єгоров О.</i> Проекти перспективних барже-буксирних составів і составних суден річкового і змішаного ріка-море плавання для України.....	146
<i>Жук М., Кушпета О.</i> Підвищення якості транспортних послуг шляхом моделювання руху електротранспорту в середовищі PTV VISUM.....	147
<i>Захара І., Клишко О., Остащук М.</i> Вплив технологічних чинників на параметричну надійність гальмівної системи автомобілів.....	148
<i>Качмар Р., Жук Р.</i> Експлуатаційна ефективність систем головного освітлення автотранспортних засобів.....	149
<i>Качмар Р., Сярий Ю.</i> Вплив дорожнього покриття і експлуатаційних характеристик шин автомобілів на їхні шумові характеристики.....	150
<i>Кирилаш О., Костюк В.</i> Числове дослідження теплового стану обладнання силового блока турбокомпресорного агрегата за наявності теплової ізоляції гарячих вузлів.....	151

<i>Кіндрацький Б., Наум М.</i> Вплив зміни конструктивних параметрів торсіонної підвіски на плавність ходу автомобіля.....	152
<i>Кіндрачук М., Журавлев Д., Журавлев О.</i> Енергонавантаженисть трибоспряження «диск – накладка колодки» гальмівних пристроїв автотранспортних засобів.....	153
<i>Коваленко Р., Цюлковський І.</i> Можливі шляхи підвищення ефективності технічної експлуатації рятувальних автомобілів в умовах ліквідації надзвичайних ситуацій.....	154
<i>Ларін О., Петрова Ю.</i> Дослідження процесу теплогенерації в елементах пневматичних шин під час її циклічного деформування.....	155
<i>Літвін Р.</i> Обґрунтування ефективності використання електромобілів на туристичних маршрутах ..	156
<i>Малик В., Бекіш І., Кашуба М.</i> Інтенсифікація примусового охолодження самовентильюючими дисками гальмівних пристроїв автотранспортних засобів	157
<i>Нємий С.</i> Проблеми наукового забезпечення технічної експлуатації автомобілів	158
<i>Оліскевич М.</i> Обґрунтування оснащення експериментального автомобіля-тягача при побудові емпіричної моделі оптимального керування.....	159
<i>Пелецишин О., Кіндрацький Б.</i> Експлуатаційна ефективність та особливості розрахунку системи розподілу потужності в автомобілях з муфтою Халдекс п'ятого покоління	160
<i>Пельо Р.</i> Обґрунтування щільності ряду передатних відношень автоматичної трансмісії автомобіля	161
<i>Попович В.</i> Вплив кінематики кермового приводу та передньої залежної підвіски на керованість та стійкість руху автобуса А074.....	161
<i>Сахно В., Сакно О., Лисий О.</i> Умови забезпечення працездатності автотранспортних засобів.....	162
<i>Форнальчик Є.</i> Актуальність передрейсової діагностики технічного стану автобусів.....	163
<i>Форнальчик Є., Гаврилюк Р.</i> Структура транспортних потоків, які проїжджають нерегульоване перехрестя поза межами центральної частини міста.....	164
<i>Чабан С., Малишев М.</i> Оптимізація параметрів трансмісії магістральних автопоїздів	165
<i>Чаплиціна О.</i> Визначення показників курсової стійкості автогрейдера під час виконання технологічних операцій.....	166
<i>Шевченко В.</i> Концепція адаптації землерийно-транспортної машини до умов зовнішнього навантаження.....	167
<i>Юськів В.</i> Концепції функціонування автосервісного підприємства	168
СЕКЦІЯ 10. ПІДЙІМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ЕЛЕМЕНТИ ПРИВОДІВ МАШИН	170
<i>Вольченко М., Красін П., Стадник О.</i> Теорія, розрахунок і конструювання різних типів дисків для гальмівних пристроїв.....	170
<i>Гелетій В., Новіцький Я., Федик В.</i> Комп'ютерне моделювання контактної взаємодії елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів з модифікованими роликами.....	171
<i>Григоров О., Зюбанова Д., Стрижак В.</i> Економія енергії в регульованому гідростатичному приводі для підйомно-транспортних споруд логістичних систем.....	171
<i>Іваненко О.</i> Дослідження стійкості вантажопідйомних кранів з урахуванням дії інтенсивного вітру	172
<i>Ісьєміні І.</i> Визначення параметрів пневмогідравлічного буфера, що забезпечують безпечну зупинку крана.....	173
<i>Кіпрєєв Ю., Микитюк В.</i> Проектування протиударних пружно-пластичних амортизаторів.....	174
<i>Краснокутська Т.</i> Зусилля, які виникають у рейці при пересуванні мостового крана	175
<i>Кропивницький В., Калиновський А.</i> Обґрунтування параметрів пожежних маломірних суден для протипожежного захисту берегової зони	176
<i>Лінгур В.</i> Обґрунтування конструктивних параметрів пружинно-кулькових буферних пристроїв мостових кранів.....	177
<i>Ломакін А.</i> Коефіцієнт зниження натягу у витках каната, навитих на барабані.....	178
<i>Лятуринський В., Сидоренко М.</i> Оптимізація залишкового напруженого стану металевих конструкцій вантажопідйомних кранів при їх виготовленні.....	179
<i>Малащенко В., Стрілець В., Брошук Ю.</i> Передача обертового моменту профільною втулкою	180
<i>Носко А., Карпов О., Бойко Г.</i> Прогнозування ефективності роботи гальм вантажопідйомних машин	181
<i>Нєженцев О., Бойко Г.</i> Пошук оптимальної характеристики приводу пересування мостового крана в режимі динамічного гальмування	182

<i>Осипова Т.</i> Експериментальні дослідження динаміки каната однокінцевого підйомника з використанням демпфувального пристрою.....	183
<i>Павленко І., Попруга П.</i> Програмний модуль аналізу кінематичних схем промислових роботів.....	184
<i>Писарцов О.</i> Вплив діаметра канатного блока на довговічність каната.....	185
<i>Поліщук Л., Адлер О., Коваль О.</i> Конкурентні переваги вмонтованих приводів конвеєрів підйомально-транспортних машин.....	186
<i>Попов О., Кіпрєєв Ю., Микитюк В.</i> Аналіз проблем створення сучасних зубчастих механізмів.....	187
<i>Предко Р.</i> Вибір параметрів клинопасових передач за допомогою номограм.....	188
<i>Савула С., Кичма А., Льницький Ю.</i> Проблеми тривалої експлуатації кульових кранів з пневмогідроприводами.....	189
<i>Семенюк В., Бойко А., Кнюх О.</i> Вплив динамічних навантажень на коефіцієнт корисної дії лебідки ліфта.....	190
<i>Семенюк В., Вудвуд О.</i> Аналіз впливу кількості колодок на стабільність гальмівного моменту дисково-колодкового гальма.....	191
<i>Сологуб Б., Данило Я.</i> Методика аналізу та оптимальний вибір параметрів канатних доріг.....	192
<i>Ставицький В., Носко П., Панкратов Д.</i> Розроблення методів оцінювання втрат потужності та вибору оптимальних параметрів високошвидкісних зубчастих передач.....	193
<i>Стефанович Т., Щербовських С.</i> Аналіз причин непрацездатності гідравлічної станції зі спареними насосами.....	194
<i>Стрілець В., Лисанець О., Стрілець О.</i> Муфта запобіжна з зіркоподібною пружиною.....	195
<i>Стрілець О.</i> Огляд і аналіз способів керування змінами швидкості у техніці.....	196
<i>Федик В., Малащенко В., Матвій Б.</i> Спосіб рівномірного затягування болтів опорно-поворотних пристроїв автокранів.....	197
<i>Фідровська Н., Лук'янов І.</i> Вплив пружного ковзання та тертя стрічки на тягову здатність і параметри привідних барабанів вертикальних елеваторів.....	198
<i>Фідровська Н., Слепужніков Є., Чернишенко О.</i> Поліпшення роботи механізму пересування мостового крана.....	199
СЕКЦІЯ 11. ВІБРАЦІЇ В ТЕХНІЦІ І ТЕХНОЛОГІЯХ.....	201
<i>Гаврильченко О., Шпак Я., Захаров В.</i> Удосконалення тримасового верстата віброкінчувальної доводки.....	201
<i>Глушакова О., Глазунов С.</i> Комп'ютерне моделювання самозбудження коливань у хвилеводних системах.....	202
<i>Горбатюк Р., Скварок Ю., Чубик Р.</i> Високоєфективні енергоощадні адаптивні вібромашини для віброобразовної обробки деталей.....	203
<i>Гурський В., Ланець О., Шпак Я.</i> Модернізація одночастотних резонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом.....	204
<i>Забродець І., Силивонюк А., Ярошевич М.</i> Пуск вібромашини з дебалансним збудником з урахуванням пружної муфти.....	205
<i>Назаренко І., Свідерський А., Дедов О.</i> Дослідження напружено-деформованого стану металоконструкцій вібраційних машин та оброблюваних середовищ.....	206
<i>Шпачук В., Засядько М.</i> Вузли з'єднання багатокординатних вібростендів з урахуванням параметрів вібрації, що відтворюється.....	206

Наукове видання

**12-й МІЖНАРОДНИЙ СИМПОЗІУМ
УКРАЇНСЬКИХ ІНЖЕНЕРІВ-МЕХАНІКІВ
У ЛЬВОВІ**

Тези доповідей

ТзОВ «КІНПАТРІ ЛТД»
79019, м. Львів, а/с 6758.

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців, виготвіників і розповсюджувачів
видавничої продукції ЛВ №39 від 10.08.2005.

Підписано до друку 18.05.15 р.
Формат 60×84/8. Папір офсетний.
Гарнітура «Таймс». Друк різнографією.
Умов. друк. арк. 25,11.
Зам. 05/15.

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.