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

ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

1-а Міжнародна науково-технічна конференція

Присвячена 90-річчю Національної академії наук України

Праці қонференції

22 — 24 жовтня 2008 р. м. Львів

Т 33 УДК 531+621+669+681

Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій: Праці конференції. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД. — 2008. — 246 с.

Опубліковані праці, виголошені авторами на 1-й Міжнародній науково-технічній конференції "Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій". До збірника ввійшли праці за такою проблематикою: статика та динаміка пружних і пружно-пластичних систем, міцність та надійність машин, математичні основи теорії тріщин, машинознавство, моделювання механічних систем, технологія та автоматизація виробництва, функціональні та конструкційні матеріали, поверхневе оброблення та захист деталей машин і конструкцій, трибологія, зварювальне виробництво і діагностика металевих конструкцій.

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

ISBN 978-966-7585-04-4

Редакційна колегія:

академік НАН України, д.ф.-м.н., проф. З. Назарчук (голова), д.т.н., проф. І. Грицай, к.т.н., доц. О. Зинюк (секретар), д.т.н., проф. Б. Кіндрацький, д.ф.-м.н., проф. Р. Кушнір, д.т.н., проф. Г. Никифорчин, д.т.н., проф. О. Осташ, академік НАН України, д.т.н., проф. В. Панасюк, д.т.н., проф. З. Стоцько, д.ф.-м.н., проф. Г. Сулим, д.т.н., проф. Є. Харченко

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

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ

МЕТОДИ І ЗАСОБИ НЕРУЙНІВНОГО КОНТРОЛЮ У НОВІЙ ПАРАДИГМІ ТЕХНІЧНОЇ ДІАГНОСТИКИ

NDT METHODS AND FACILITIES IN THE MODERN PARADIGM OF TECHNICAL DIAGNOSTICS

Зеновій Назарчук

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

Many experts on material durability discuss now the problem of technical diagnostics applying to the objects of long-term exploitation. Destruction of responsible objects is not the only essential material waste. Sometimes we have considerable ecological backwash and even human losses. From the well-known causes this problem is especially sharp for Ukraine today.

We can prevent to such failures by mean of advanced methods of fracture mechanics. This science makes use of physical parameters, which determine destruction and are typical for the certain its stages. We need to find these parameters; we need to interpret their influence correctly. That's why non-destructive testing (NDT) of material is an important element of the technical diagnostics.

By modern researches in fracture mechanics it is set, that fracture as a process includes on sub-critical and post-critical stages. The work of material in conditions of regulated destruction is admissible. In that case it is necessary to be sure that fracture process is under control.

A conception of safe destruction calls for more informatively and reliable NDT methods. These methods should give a possibility to measure the material and defect parameters. It calls for more deep understanding of physical processes during the interaction of sounding field with material inhomogeneities, more precise their mathematical modelling, and also more adequate interpretation of the obtained data.

Non-destructive testing, as a composing part of technical diagnostics, is complex scientific and technical problem. It is associated with a row of scientific disciplines. A brief version of the modern vision of some scientific aspects of this problem is discussed in the report. Main topics of the contribution are:

NDT tasks in terms of fracture mechanics. Diffraction theory as a method of description of field interaction with defects. Inverse diffraction problem in NDT. Reconstruction of material' anomalies as a perspective NDT method. Acoustic emission as effective NDT method. Theory of periodically correlated random processes in vibration diagnostics. Transformation of visual NDT information. New Institute's projects of NDT units.

Development of these scientific trends will allow to create of principal new approach to technical diagnostics of engineering materials. Modern conception of NDT should contain a

combined natural and numerical experiments performed with contemporary information-measuring systems and corresponding software.

Тривалий час розроблення й експлуатація конструкцій здійснювалась у рамках парадигми "безпечної роботи", згідно з якою постулювалося, що від початку свого життєвого циклу об'єкт не має дефектів, а термін його функціонування визначається втомою (т. зв. критерій виникнення дефекту) [1]. Іншими словами, парадигма "безпечної роботи" передбачає, що у заданому елементі конструкції впродовж терміну експлуатації не повинні розвиватись втомні макротріщини. На практиці це означає, що елемент конструкції вважатиметься непридатним для подальшої експлуатації, коли утворилась тріщина певних розмірів.

Сучасними дослідженнями в галузі механіки руйнування встановлено, що процес руйнування матеріалу ділиться на докритичну і закритичну стадії. У зв'язку з цим, допускається робота матеріалу в умовах регламентованого руйнування. Можливість прогнозувати швидкість росту дефектів дала змогу ввести нову парадигму розроблення й експлуатації елементів конструкцій — "безпечного пошкодження" [1]. У рамках останньої поява тріщини не завжди є підставою для припинення експлуатації заданого елемента конструкції. Найбільшу увагу слід приділяти критичним параметрам тріщини, які характеризують перехід руйнування в закритичну (некеровану) стадію. Нова парадигма "безпечного пошкодження" дає змогу знайти компроміс між безпечністю конструкцій і їхньою вартістю. Однак економічні та інші переваги цієї парадигми не можна реалізувати без істотного підвищення рівня неруйнівного контролю дефектності. Критичні з огляду механіки руйнування параметри треба вміти знаходити, їх вплив слід вірно трактувати. У науковому плані для цього, з одного боку, потрібно істотно розвинути математичне й фізичне моделювання взаємодії зондувального поля з неоднорідним матеріалом. З другого боку, слід розробити відповідне інформаційне забезпечення.

На сьогодні зазначена проблема є далеко не вирішеною навіть у принципових своїх аспектах. У науковому плані це обумовлено неповнотою та неоднозначністю інтерпретації даних, отриманих різними фізичними методами, а також взаємозв'язком, стохастичністю і корельованістю фізичних процесів, що супроводжують руйнування. На практиці складність проблеми пов'язана з різноманітністю діагностованих об'єктів і потребою враховувати цю обставину при розробленні відповідних засобів контролю.

Неруйнівний контроль матеріалів і середовищ, як складова частина технічної діагностики, сам по собі є комплексною науково-технічною проблемою. Над окремими її аспектами лише в НАН України працюють інститути низки відділень: фізико-технічних проблем матеріалознавства, механіки, інформатики, фізики й астрономії, хімії тощо. В контексті визначення робочого ресурсу об'єктів цілеспрямовано працюють: Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона, Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка, Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного та інші. Світові дослідницькі центри з неруйнівного контролю розташовані переважно в Англії (Британський інститут неруйнівного контролю), Данії (Данський центральний інститут зв'язку), Німеччині (Інститут доктора Фьорстера, фірми "Ляйтц", "Соноскан"), Росії (НВО "Спектр"), США (Південно-західний дослідний інститут, Техас) тощо.

У запропонованій доповіді на підставі досліджень науковців Фізико-механічного інституту ім. Г. В. Карпенка НАН України стисло викладено елементи теорії та наукових аспектів тих неруйнівних методів, які є найінформативнішими і найпоширенішими для технічної діагностики. Зокрема, порушено такі питання:

- 🗵 Теорія дифракції як засіб опису взаємодії зондувального поля з дефектами матеріалу.
- 🗵 Обернена дифракційна задача в неруйнівному контролі.
- 🗵 Томографічне відновлення аномалій матеріалу як перспективний спосіб його контролю.
- 🗵 Акустична емісія як ефективний метод неруйнівного контролю.
- 🗵 Теорія періодично корельованих випадкових процесів у вібродіагностиці.
- 🗵 Перетворення візуальної дефектоскопічної інформації.
- 🗵 Нові робробки засобів неруйнівного контролю.

Зроблено висновок, що руйнуючі методи досліджень матеріалів з притаманними їм вибірковістю, залежністю результату від однорідності контрольованих параметрів та подібності умов експерименту до умов експлуатації стають все менш придатними для вирішення завдань технічної діагностики. Тому в перспективі роль неруйнівних методів контролю повинна істотно зрости. При цьому перспективними науковими напрямами для його розвитку видаються:

• розроблення конструктивних математичних методів розв'язання прямих та обернених дифракційних задач, обґрунтування їхніх наближених інженерних розв'язків;

• дослідження явищ поширення й дифракції хвиль різної фізичної природи у макронеоднорідних середовищах, встановлення інформативних параметрів таких полів з точки зору неруйнівного контролю;

• розроблення методів ідентифікації параметрів стану матеріалу, побудованих на оцінці ходу накопичення пошкоджень, на стохастичному аналізі інформації по ретроскопічній картині подій тощо;

• розроблення методів розрахункового прогнозування втомного руйнування при випадкових навантаженнях з різними величинами пік-фактора; розвиток методів розрахунково-експериментального дослідження малоциклової втоми, граничних станів і ресурсних характеристик конструктивних елементів при повторно-статичному навантаженні в області пружно-пластичних деформацій і розроблення на їхній основі ймовірнісних моделей оцінки довговічності прогнозування надійності об'єктів з урахуванням особливостей експлуатаційних навантажень і дії робочих середовищ;

• створення методів та засобів ультразвукової комп'ютерної томографії для діагностики напружено-деформованого стану конструкційного матеріалу;

• розвиток фізико-математичних моделей випромінювання пружних хвиль у процесі зародження та розвитку тріщиноподібних дефектів з метою встановлення механізмів руйнування матеріалу та більш адекватної інтерпретації акустико-емісійних сигналів;

• опрацювання методів статистичного оброблення випадкових сигналів; розвиток імовірнісних моделей сигналів зі стохастичною повторюваністю у вигляді періодично корельованих випадкових процесів та їхніх узагальнень (бі-, полі-, майже періодично корельованих);

• розроблення методів безвтратного перетворення візуальної дефектоскопічної інформації; інтелектуалізація (оптимізація) прийняття рішень про технічний стан об'єкта контролю і його допустиму дефектність;

• скорочення номенклатури приладів неруйнівного контролю за рахунок розширення їхніх функціональних можливостей з використанням програмних засобів оброблення сигналів та автоматизації процесу вимірювань; розроблення діагностичної апаратури для дослідження та реєстрації фізичних ефектів, що передують переходу виробу у дефектний стан, а також засобів неруйнівного контролю нових конструкційних матеріалів.

Послідовне розроблення цих наукових напрямів дасть можливість підняти на новий рівень і практичні роботи зі створення принципово нових засобів неруйнівного контролю дефектності конструкційних матеріалів, а також відповідних методів їх технічної діагностики. Лише на підставі математичного моделювання процесів в елементах конструкцій, інформатизації знань та інтелектуалізації розпізнавання можна сформулювати сучасну концепцію неруйнівного контролю, яка націлена на технічний моніторинг. Останній містить комбінований натурний і числовий експерименти, що проводять з допомогою сучасних інформаційно-вимірювальних систем та відповідного програмного забезпечення.

1. Неруйнівний контроль і технічна діагностика / Під ред. З. Т. Назарчука. — Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, 2001. — 1134 с.

КЕРМЕТНЫЙ ТВЭЛ НА ОСНОВЕ МИКРОТОПЛИВА — ПРООБРАЗ ТВЭЛА ДЛЯ ЭНЕРГЕТИКИ БУДУЩЕГО

CERMET FUEL ELEMENT BASED ON MICRO FUEL AS PROTOTYPE OF FUEL ELEMENT FOR POWER ENGINEERING IN FUTURE

Иван Федик

Научно-исследовательский институт Научно-производственное объединение «Луч», 142100, ул. Железнодорожная, 24, г. Подольск, Московская область, Россия. E-mail: fedik@sialuch.ru

Promising variants of fuel elements for providing ecological safety of the surrounding biosphere at operating nuclear power plants are considered. A principal approach to designing and a technology of fabrication of fuel elements of a new generation is in using micro fuel (small spherical particles of ceramic nuclear fuel with coverings). Constructive schemes of various combinations of fuel and coverings materials for retention of nuclear reaction fission products are given. Advantages of the considered systems are noted in comparison with a basic fuel element. Problems of a fabrication technology and comparative tests of new and known fuel elements are touched upon. An outlook of implementing the fuel elements based on micro fuel into the reactors of a WWER type has been outlined.

Приоритетной задачей при эксплуатации ядерных энергетических установок различного функционального назначения является обеспечение экологической безопасности окружающей биосферы. Радиационное загрязнение обусловлено продуктами деления ядерных реакций при разрушении твэлов. Для их удержания предложены принципиально новые конструктивные схемы твэлов на основе микротоплива [1, 2].

Сущность такого подхода заключается в следующем. Сферические частицы ядерного топлива (~ 0,6 мм) вместе с системой покрытий образуют независимые микротвэлы. Из них формируется основной твэл известной конфигурации для конкретных энергетических установок (например, BBЭР, BTГР и др.). В качестве материала покрытий применяют SiC в сочетании с пироуглеродом, CrNi, Cr, ZrAl, Zr. Среди слоев многослойного покрытия заслуживает внимания карбид кремния. Его слой обеспечивает прочность всего покрытия и служит барьером для продуктов деления. Привлекательность внедрения твэлов на основе микротоплива заключается в естественной безопасности эксплуатации реакторов АЭС. При аварийном разрушении твэла отдельный микроэлемент сохраняет свою индивидуальность и удерживает продукты деления.

Приведены конструктивные схемы различных систем сферического микротоплива на основе диоксида и нитрида урана. Отмечены преимущества использования твэлов на основе микротоплива по сравнению с базовым вариантом. Основным преимуществом является более низкая температура тепловыделяющего сердечника. Это повышает безопасность эксплуатации реакторной установки и улучшает ее эксплуатационные характеристики. Прочность твэла определяется уровнем и характером распределения термонапряжений. По мере уменьшения температурного перепада между центром и поверхностью твэла снижается уровень возникающих термонапряжений. Вероятность разрушения твэла при аварийных ситуациях уменьшается.

Рассмотрена перспектива использования твэлов на основе микротоплива на АЭС. При внедрении таких систем на действующие АЭС сохраняется неизменной внешняя конфигурация тепловыделяющей сборки. Это позволяет устанавливать новые активные зоны без существенных изменений конструкции реакторной установки. Использование твэлов на основе микротоплива в реакторах типа ВВЭР значительно упрощает и удешевляет системы радиационной защиты, очистки теплоносителя, радиационной безопасности. Твэлы на основе микротоплива прошли успешные испытания в энергетических установках специального назначения. Приведены соответствующие конструктивные схемы твэлов и результаты испытаний. 1. Федик И.И., Власов Н.М. Новые материалы в космической ядерной энергетике // Перспективные материалы. — 2001. — №6. — С. 24—30. 2. Власов Н.М., Федик И.И. Тепловыделяющие элементы ядерных ракетных двигателей. — М.: ЦНИИатоминформ, 2001.

МЕТОДИ ОЦІНКИ КОРОЗІЙНО-МЕХАНІЧНОЇ ПОШКОДЖУВАНОСТІ ТА РОБОТОЗДАТНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ТЕПЛОЕНЕРГЕТИЧНОГО УСТАТКУВАННЯ

METHODS FOR ASSESSMENT OF CORROSION-MECHANICAL DAMAGING AND WORKABILITY OF STRUCTURAL ELEMENTS OF HEAT-AND-POWER ENGINEERING EQUIPMENT

Володимир Панасюк, Ігор Дмитрах, Андрій Сиротюк

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

The analysis and synthesis of the modern methods for workability and fracture risk assessment of structural elements of heat-and-power equipment are presented on the base of corrosion fracture mechanics approaches. The stages of initial corrosion damaging, surface corrosion fatigue nucleation and structural component with cracks are considered. The generalised diagrams for workability and fracture risk assessment of pipelines systems are proposed, which contain three characteristic zones: safe exploitation, exploitation with predicted growth of existed defects and zone of brittle fracture risk. Based on these methods the expert system has been developed for technical diagnostics of given structural elements.

Наведений аналіз і синтез сучасних наукових та інженерних підходів щодо оцінки ресурсу елементів конструкцій теплоенергетичного устаткування. Викладено основні концепції та методи оцінки міцності й довговічності матеріалів та елементів конструкцій за підходами механіки руйнування матеріалів з урахуванням фактичних даних про властивості металу і режими експлуатації устаткування.

Для практичної реалізації технічної діагностики запропоновано методи оцінки корозійно-механічної пошкоджуваності та роботоздатності елементів конструкцій теплоенергетичного устаткування з урахуванням, так званих, "нетрадиційних" пошкоджень, які не прогнозуються нормативними інструкціями і виникають через тривалу роботу устаткування або різноманітних відхилень від експлуатаційних режимів, а саме:

- метод оцінки розвитку корозійно-механічних пітингів та виразок;
- метод оцінки поверхневого корозійно-втомного тріщиноутворення;

• метод оцінки зародження макротріщини біля концентраторів напружень в умовах корозійної втоми;

• метод оцінки допустимої глибини тріщиноподібних дефектів.

На основі проведеного аналізу та класифікації експлуатаційних пошкоджень основних конструктивних елементів пароводяного тракту енергоблоків ТЕС, що був здійснений Фізико-механічним інститутом ім. Г. В. Карпенка НАН України спільно з фахівцями Державного науково-дослідного інституту теплоенергетики Міністерства палива та енергетики України, сформовано відповідну базу даних, яка містить дані про експлуатаційні пошкодження різноманітних конструктивних елементів пароводяного тракту енергоблоків ТЕС (екранні труби парових котлів; труби пароперегрівачів; водяні економайзери; необігрівні котельні елементи; трубопроводи живильної води).

Запропоновані методи оцінки та створена база даних експлуатаційної пошкоджуваності покладені в основу розробленої комп'ютерної експертної системи для технічної діагностики

роботоздатності основних конструктивних елементів пароводяного тракту. Система адаптована до актуальних потреб ТЕС України і містить реляційну базу даних, яка дає можливість знаходити зображення пошкодженого конструктивного елемента чи зразка за експлуатаційними параметрами, а також здійснювати розрахункові оцінки допустимих розмірів дефектів у залежності від планованого терміну експлуатації конструктивного елемента.

ВПЛИВ ПОПЕРЕДНЬОГО ПІДІГРІВУ НА ФОРМУВАННЯ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ У ЗВАРНИХ З'ЄДНАННЯХ ВИСОКОМІЦНОЇ СТАЛІ

EFFECT OF PREHEATING ON FORMATION OF RESIDUAL STRESSES IN HIGH-STRENGTH STEEL WELDED JOINTS

Леонід Лобанов, В'ячеслав Півторак, Валерій Позняков, Віктор Савицький, Ольга Міходуй

Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України, Україна, 03680, м. Київ-150, МСП, вул. Боженка, 11.

The effect of preheating temperature of up to 250 ° C on the formation of residual stresses in highstrength steel welded joints, made by manual electric arc and mechanized submerged arc welding at limited heat inputs ($Q_w \approx 10 \text{ kJ/cm}$), is considered. Measurements of residual stresses were performed using the speckle-interferometry method. It was established that to provide the minimum level of residual stresses in welded joints of bainite-martensite steels, the preheating temperature should not exceed 70 - 130 ° C and should be coordinated with specifics of proceeding thermal processes under definite welding conditions.

Попередній підігрів (T_{II}) — технологічна операція, яка практично завжди використовується при виготовленні зварних конструкцій з високоміцних бейнітно-мартенситних сталей з межею текучості понад 600 МПа. У залежності від конкретних умов його величина може змінюватися в діапазоні температур T_{II} =60...250 ⁰C. Позитивний вплив попереднього підігріву на технологічну міцність зварних з'єднань часто пов'язують з уповільненням швидкостей охолодження металу зони термічного впливу (ЗТВ) і формуванням за рахунок цього структур, що відрізняються підвищеною стійкістю до утворення холодних тріщин або зі зниженням пікових концентрацій дифузійного водню в швах і ЗТВ.

Метою цієї праці була оцінка впливу попереднього підігріву на особливості утворення залишкових напружень у зварних з'єднаннях високоміцних сталей. Об'єктом досліджень були зварні з'єднання з одношаровими наплавленнями. Для їх виготовлення використовувались пластини розміром $350 \times 250 \times 30$ мм, з високоміцної сталі марки $14X\Gamma 2CA\Phi Д$. Вздовж поздовжньої осі пластин виготовляли канавки, які з використанням ручного дугового і механізованого зварювання під флюсом наплавлялись на рівні з основним металом. Такий підхід давав змогу моделювати умови виконання завершальних проходів швів великого перерізу. Зварювання зразків здійснювали на характерних для високоміцних сталей обмежених режимах, таких, що забезпечують погонну енергію зварювання $(Q_{3B})\approx 10,0$ кДж/см. У табл. 1 наведені хімічний склад металу швів і типові механічні властивості досліджених з'єднань.

Температура попереднього підігріву зразків змінювалась від 70 до 250 ^оС. На характер формування полів залишкових напружень у зварних з'єднаннях високоміцних бейнітно-мартенситних сталей істотний вплив мають особливості проходження термічного циклу зварювання, а також — фазово-структурні перетворення, що відбуваються в металі на стадії охолодження зварних з'єднань. Тому нами були проаналізовані особливості охолодження зварних з'єднань; зміну в часі температури в них досліджували за результатами експериментальних досліджень. Вимірювання температури виконували в поперечному щодо шва перерізі і фіксували умови охолодження ділянки перегріву металу ЗТВ, нагрітого до температури 1300...1350 ^оС.

Таблиця 1

Зварювальні	Масова доля елементів, %					$\sigma_{0,2}$	$\sigma_{\rm B}$	δ ₅	ψ	КСУ при	√, Дж 4 t _{досл} ,	/см ² ⁰ С	
матеріали	С	Mn	Si	Cr	Ni	Mo	M	Па	%		-20	-40	-60
Дріт Св-07ХНЗГМФТЮ, флюс АН-43	0,07	0,98	0,35	0,62	2,1	0,32	680	796	19.3	59,9	84	39	33
Електроди АНП-2	0,8	1,20	0,25	0,73	1,63	0,42	650	770	21,3	62,0	88	35	23

Хімічний склад та властивості металу швів з бейнітно-мартенситною структурою

Аналіз отриманих даних свідчить, що попередній підігрів має різний вплив на характер охолодження металу ЗТВ зварних з'єднань у високо- і низькотемпературних областях. При автоматичному зварюванні під флюсом без використання попереднього підігріву метал ЗТВ протягом тривалішого часу знаходиться при температурах, що перевищують $800 \, {}^{0}\text{C}$ (τ ", c) порівняно з ручним електродуговим. Попередній підігрів практично не впливає на час перебування зварних з'єднань вище точки А_{С3} при ручному дуговому зварюванні, і приблизно на 30 % сприяє збільшенню цього часового інтервалу при автоматичному зварюванні під флюсом, якщо його величина дорівнює 250 °С. Підвищення температури попереднього підігріву від 70 до 250 °C дає змогу в 2,5...8 разів збільшити тривалість часу перебування металу при температурах, що перевищують 800 — 100 °C (температурний інтервал т_{8/1}, в якому відбувається активна дифузія водню) і в 1,8...3,5 рази уповільнити швидкість охолодження металу в інтервалі температур 600 - 500 ⁰C (W_{6/5}) (при температурах 600 -500 °С в металі ЗТВ високоміцних сталей починаються фазові перетворення) і миттєву швидкість охолодження при температурі 300 °C (W₃₀₀). Така зміна параметрів охолодження металу ЗТВ не тільки сприяє інтенсивнішій дифузії водню зі зварних з'єднань і формуванню в них сприятливіших з погляду підвищення опірності уповільненому і крихкому руйнуванням мікроструктур, але і здійснює вплив на протікання в них термодеформаційних процесів.

Вимірювання залишкових напружень з використанням методу електронної спекл – інтерферометрії виконувалось відповідно до методики, описаної в статті [1]. При зварюванні без попереднього підігріву в металі шва і ЗТВ, виконаних ручним і механізованим процесами зварювання, в поперечному напрямі сформувались залишкові напруження розтягу σ_y . У досліджених перерізах у зоні шва їхні величини близькі: σ_y =145...170 МПа. У металі ЗТВ при ручному електродуговому зварюванні вони набагато вищі, ніж при автоматичному під флюсом: відповідно σ_y `=240 МПа і σ_y ``=150 МПа. Така різниця у величинах напружень обумовлена відмінностями в швидкостях охолодження нижче A_{C3} , а, отже, і ступенем впливу на процес формування структурних перетворень.

Результати проведених досліджень свідчать про неоднозначний вплив попереднього підігріву на формування залишкових напружень у зварних з'єднаннях високоміцних сталей. Його ефективність залежить від поєднання багатьох чинників: температури підігріву і витримки при цій температурі, ширини зони нагріву, умов охолодження зварного з'єднання, товщини металу, а також від поєднання параметрів режиму зварювання. Було встановлено, що попередній підігрів сприяв підвищенню напружень розтягу σ_y в металі швів. Так, при автоматичному зварюванні під флюсом з підігрівом 70...250 °C напруження розтягу в швах підвищувались на 20...70 %, а в металі ЗТВ підігрів до 130 °C і 250 °C підвищив напруження розтягу відповідно на 60 і 120 %. При ручному електродуговому зварюванні у ЗТВ попередній підігрів з'єднань до 130 °C сприяв підвищенню напружень на 11...18 %.

Найприйнятнішим для зварювання високоміцних сталей є попередній підігрів, який сприяє уповільненню охолодження металу ЗТВ у його пружній області. Для дослідженої сталі це температури нижче 780 ⁰C. Виходячи з такої точки зору, параметри охолодження металу ЗТВ з'єднань ($\tau_{8/1}$, $W_{6/5}$, W_{300}), зварювання яких здійснювалось ручним дуговим способом більш прийнятні порівняно з автоматичним зварюванням під флюсом. У цьому випадку всі ділянки зварних з'єднань у діапазоні підвищених температур охолоджуються інтенсивніше. Це сприяє зниженню рівня залишкових напружень. Сприяє попередній підігрів підвищенню рівня напружень розтягу в наплавленому металі і в поздовжньому щодо осі шва напрямі. При температурі підігріву 250 $^{\circ}$ С таке підвищення залишкових напружень у швах, виконаних автоматичним зварюванням під флюсом, може досягати рівня (0,45...0,5) $\sigma_{0,2}$ основного металу.

Меншою мірою попередній підігрів впливає на поздовжні залишкові напруження в зварних з'єднаннях, виконаних ручним дуговим зварюванням. Його збільшення до 130 0 C сприяє підвищенню показників σ_x , порівняно зі зварюванням без підігріву, приблизно на 30 %, тоді як при механізованому зварюванні під флюсом вони збільшуються практично на 110 %.

Проведені дослідження показують, що, для отримання з'єднань з низьким рівнем залишкових напружень треба обирати такі умови зварювання, за яких забезпечується їх інтенсивне охолодження в інтервалі температур, які є вищими 780 0 C, а температуру підігріву обмежити до 130...150 0 C.

1. Лобанов Л. М., Пивторак В. А., Савицкий В. В., Ткачук Г. И. Методика определения остаточных напряжений в сварных соединениях и элементах конструкций с использованием электронной спеклинтерферометрии // Автоматическая сварка. — 2006. — №1. — С. 25—30.

ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ДЛЯ УМОВ МАЛОЦИКЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ

LIFE PREDICTION OF CONSTRUCTIVE ELEMENTS FOR THE LOW CYCLE LOADING CONDITIONS

Микола Бобир, Віктор Коваль

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

Modified method for calculation of concentration coefficients of stress and strain for low cycle loading conditions was presented. Comparison of the modified and classical calculations of concentration coefficients and calculation of fatigue of constructive elements with use of the modified method was made. Satisfactory coincidence of calculated and experimental data has been received.

Проведено модифікацію залежності М. А. Махутова для інженерного методу розрахунку ефективних коефіцієнтів концентрації за напруженнями та деформаціями. Порівняно розрахунок названих коефіцієнтів з розрахунком з використанням МСЕ. Показано якісне та кількісне співпадання результатів, а також отримано істотне їх уточнення за умов введення параметра пошкоджуваності, який було визначено у вигляді скаляру.

В якості прикладів розглянуто розрахунок ресурсу конструктивних елементів з концентраторами напружень (деформацій) у вигляді стержнів з виточками та пластин з отворами за параметром малоциклової втоми. Отримано задовільне співпадання розрахункових та експериментальних результатів по довговічності.

Проведено експериментальне дослідження для визначення коефіцієнтів апроксимуючих функцій М. А. Махутова для опису циклічного деформування матеріалу.

За допомогою скінченноелементного пакету ANSYS були побудовані поля пошкоджуваності в околі концентратора напружень (отвір, виточка) для різних випадків теоретичного коефіцієнта концентрації напружень та різних величин зовнішнього навантаження. Для визначення параметра пошкоджуваності була використана модифікована модель Ж. Леметра, яка враховує різний опір матеріалу розтягу та стиску.

Визначення полів пошкоджуваності в зонах концентрації напружень та використання критерію руйнування (на стадії зародження макротріщини) дає можливість прогнозувати залишковий ресурс несучих елементів конструкцій.

ПРОБЛЕМИ ДІАГНОСТИКИ ТА ОЦІНКИ РЕСУРСУ ПАРОВИХ ТУРБІН ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

PROBLEMS OF DIAGNOSING AND LIFE ASSESSMENT OF POWER STATION STEAM TURBINES

Микола Шульженко

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

State of the art of the development of methods for methods for turbo-sets vibration state diagnosing and their life calculation assessment is considered. Wags of further improvement of these methods for real life problems solution are discussed.

Турбоагрегати теплових електростанцій України відпрацювали на цей час більше ніж два терміни паркового ресурсу. Турбоагрегати працюють в останні роки на змінних режимах роботи, що продиктовано умовами енергоринку. Майже кожну добу відбуваються різкі зміни режимів роботи, що пов'язані з їх зупинами, або різким зменшенням потужності, а потім пусками, чи швидким набором потужності. Більшість агрегатів мають застарілі штатні системи контролю за вібропараметрами опор, і тільки деякі турбоагрегати оснащені сучасними автоматизованими системами діагностування вібраційного стану. В їх основу покладено методи діагностування на основі визначення параметрів вібрації роторів поряд з такими ж параметрами для опор. Такі системи працюють в безперервному режимі і здатні своєчасно інформувати персонал про можливий розвиток позаштатної ситуації. Крім цього, вони дають можливість отримати потрібну інформацію для визначення дефектів та несправностей, що призводять до підвищеної вібрації. В подальшому розвитку таких систем основна увага повинна приділятися визначенню параметрів не тільки згинних коливань, а й крутильних. Крім цього, системи повинні визначати, чи пов'язаний ріст вібрації зі зміною режимних факторів чи з іншими причинами, що пов'язані з розвитком несправностей. Важливе значення має також розвиток методу реєстрації швидкоплинних процесів, що пов'язані, наприклад, з чирканням ротора за статор, відривом частини елементів ротора, або з викидом води в проточну частину турбіни, коротким замиканням в генераторі та інше. Важливе значення в подальшому розвитку систем діагностування займає створення методів автоматизованого визначення ймовірності зародження найнебезпечніших дефектів при зростанні вібрації в агрегаті. Розвиток методів вібродіагностики турбоагрегатів у цьому напрямі та їх впровадження дасть змогу запобігати тим катастрофічним наслідкам, які відбулись в останні роки не тільки на теплових, а й на атомних електростанціях.

Ресурс парових турбін за міцнісними критеріями визначається, насамперед, ресурсом роторів і корпусів турбін, що працюють в умовах високих температур та високого тиску. Визначення спрацювання ресурсу цих частин турбін може проводитись за допомогою експериментальних методів дефектоскопічного контролю під час зупинок та розкриття турбін. Крім цього, прогнозування залишкового ресурсу може бути виконано за допомогою створених сучасних розрахункових методів оцінки накопичуваного пошкодження від малоциклової втоми та повзучості високотемпературних елементів. Подальше вдосконалення методів потребує, насамперед, прогнозування характеристик матеріалу на основі експериментального дослідження явищ пластичності й повзучості, що відбуваються в умовах експлуатації. Важливе значення при розрахунковій оцінці ресурсу має строгість визначення тих режимів роботи, в яких працювала турбіна за час попередньої експлуатації.

Дані, що є на електростанціях, не завжди відображають ті фактичні умови експлуатації, в яких працювала турбіна, тому важливе значення має створення автоматизованих систем визначення теплового і напруженого станів елементів проточної частини турбіни. Вони б дозволяли без втручання людини визначити реальний тепловий стан цих елементів. Особливо це питання актуальне в нинішній час, коли турбіни експлуатуються на позапроектних змінних режимах. На цих режимах, як показали дослідження, може відбутися основне спрацювання ресурсу, що призводить до різкого зменшення часу експлуатації агрегатів. Для цього доцільно розвинути методи експериментального дослідження теплового стану турбін, оскільки сучасні штатні системи не дають змоги визначити їхні потрібні показники з достатньою точністю.

У подальшому доцільно розвивати розрахункові методи оцінки накопичуваного пошкодження на основі нелінійних методів, оскільки ті, що використовуються, ґрунтуються на лінійному підсумовуванні пошкоджень. Але для цього треба мати значно більше результатів експериментального визначення властивостей матеріалів, які на сьогоднішній день практично відсутні. Важливого значення набувають методи визначення корозійного та ерозійного спрацювання високотемпературних елементів проточної частини. Сьогодні велика кількість роторів, що відпрацювали парковий і продовжений ресурс, мають тріщини. Для вирішення питань подальшої експлуатації після їх модернізації доцільно розвивати методи визначення їхнього термонапруженого стану з урахуванням все більшої кількості факторів.

Подальший розвиток методів тріщиностійкості дасть можливість визначитися з термінами міжремонтних періодів та повніше розв'язувати задачу ресурсу корпусів турбін. Ці задачі потрібно вирішувати в тривимірній постановці з урахуванням експлуатаційних факторів. При розв'язуванні задач діагностування вібраційного і термонапруженого станів може бути поставлена задача створення єдиної автоматизованої системи для врахування взаємного впливу цих явищ. Важливе значення при розв'язуванні цих задач є також визначення ознак різного роду дефектів і пошкоджень, що впливають на технічний стан системи для використання їх в комп'ютеризованих системах діагностування.

Перелічені задачі можна розв'язати на основі сучасних розробок у цій галузі тільки з поєднанням зусиль працівників науки, галузевих інститутів та персоналу електростанцій.

РОЛЬ КОРОЗІЙНО-ВОДНЕВОГО ЧИННИКА У ДЕГРАДАЦІЇ МЕТАЛУ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ КОНСТРУКЦІЙ ТРИВАЛОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

THE ROLE OF CORROSION-HYDEROGEN FACTOR IN THE METAL DEGRADATION OF LONG-TERM SERVICE STRUCTURES

Григорій Никифорчин, Олександр Цирульник, Олександра Студент

Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, Україна, 79601, МСП, м. Львів, вул. Наукова, 5. nykyfor@ipm.lviv.ua

Industrial installations are frequently designed for a long-term service (e.g. transit oil and gas pipelines, oil storage tanks, power steam pipelines, oil refinery reactor shell). For such installations the problem of great importance is degradation of their mechanical properties and resistance to corrosion. The paper presents new results showing important role of hydrogen absorbed by metal in intensifying in-bulk material degradation.

Промислові конструкції плануються зазвичай для тривалої, 30 і більше років, експлуатації, а після закінчення планового ресурсу постає питання про продовження терміну їх експлуатації. Проблема ускладнюється у випадку дії агресивних робочих середовищ. Обгрунтування залишкового ресурсу безпечної експлуатації таких конструкцій повинно проводитися з врахуванням деградації властивостей матеріалу "в його об'ємі". Засадничим при аналізі деградації конструкційних матеріалів "в об'ємі" є питання про можливий негативний вплив корозійних чи наводнювальних середовищ. Зазначимо, що їхнім компонентом, здатним проникати далеко вглиб матеріалу і разом з механічними напруженнями сприяти його деградації, є водень. Звідси роль корозійного середовища зводиться до джерела водню, утворюваного на деформованій поверхні в результаті реалізації певних корозійних процесів. А підтвердженням прояву корозійноводневого чинника в "об'ємній" деградації матеріалу може служити різниця у ступені зміни його властивостей різних частин конструкції, які підлягали однаковому механічному навантаженню, проте контактували і не контактували з корозійно-наводнювальним середовищем.

Ця праця стосується саме такої деградації стосовно низки конструкцій тривалої, десятками років, експлуатації: магістральних нафто- і газопроводів, резервуарів зберігання нафти, паропроводів теплових електростанцій, корпусів реактора гідрокрекінгу нафти.

Високотемпературна тривала експлуатація сталі 12Х1МФ за температури 540...565 °С на парогоні ТЕС спричинила мікроструктурні зміни металу. Однак оцінки міцності та пластичності не дали можливості однозначно стверджувати про зниження працездатності металу внаслідок його експлуатації. Зокрема, характеристики міцності металу з труб, що пропрацювали впродовж $14\cdot10^4$ год, є вищими, ніж після $48\cdot10^3$ год експлуатації, а також порівняно з вихідним металом. Після $19\cdot10^4$ год експлуатації середні значення межі міцності відповідають рівню 445 МПа, а межі текучості — 270 МПа, що мало чим відрізняється від показників для матеріалу у стані поставки (465 та 280 МПа відповідно). Характеристики пластичності зі зростанням часу експлуатації також залишаються практично незмінними. Разом з цим, експлуатація вплинула на ріст втомних тріщин у сталі. Максимальний ефект спостерігається на низькоамплітудній ділянці циклічного навантаження.

Отримані результати використано для обґрунтованого вибору механічних показників працездатності деградованого металу, які адекватно віддзеркалювали би структурні зміни в ньому впродовж тривалої високотемпературної експлуатації на парогоні ТЕС. Чутливість до зміни стану експлуатованого металу зростає від випробувань за одновісного розтягу з визначенням інтегральних характеристик міцності та пластичності до випробувань за об'ємного розтягу на зразках з тріщинами з визначенням локальних параметрів механіки руйнування.

Порівняння різних механічних показників експлуатованої сталі приводить до висновку, що неінтегральні характеристики, зокрема локальні параметри механіки руйнування, відзначаються високою чутливістю до зміни стану деградованого металу.

За результатами досліджень сталі типу 2,25Сг-Мо на повзучість у газоподібному водні за температури 450 °С встановлено, що стабілізована швидкість повзучості у цьому середовищі істотно перевищує отриману на повітрі для металу у вихідному стані та після витримки впродовж $6 \cdot 10^4$ год у технологічному середовищі процесу гідрокрекінгу нафти (зразки-свідки). Це свідчить, по-перше, що за тривалої взаємодії металу з робочим середовищем вичерпуються його вихідні властивості, які забезпечували працездатність конструкції до експлуатації, а по-друге, що водень пришвидшує як деградацію матеріалу, так і процес повзучості. Таким чином, вплив водню на повзучість металу аналогічний впливу підвищення температури експлуатації. Звідси дію водню певного парціального тиску можна подати певним підвищенням температури, за якого однаковий приріст швидкості повзучості за дії цих двох чинників.

Досліджували сталі 10ГС і 17Г1С у вихідному стані та після 30 — 40 років експлуатації на магістральних нафто- та газопроводах. Вирізняли верхню ("верх") та нижню ("низ") ділянки труби. Опір крихкому руйнуванню визначали за ударною в'язкістю за Шарпі (KCV). Найвища ударна в'язкість сталі у вихідному стані, тривала експлуатація трубопроводу її знижує. Для металу нафтопроводу "верх" вона вдвічі менша. Визначити кількісно ударну в'язкість ділянки "низ" було неможливо: в усіх випадках руйнування переорієнтовується вздовж дотичної труби, що є наслідком водневого розшарування, характерного для трубопроводів транспортування нафти з підвищеним вмістом сірководню та сульфатвідновлювальних бактерій. Аналогічні результати отримано і для сталей газопроводів. Результати дослідження водневої проникності підтверджують можливість

наводнювання металу трубопроводу в залишковій воді та важливу роль водню у деградації сталей нафтопроводів. Характеристики пластичності сталі також вищі у вихідному стані, порівняно з експлуатованим. При цьому показник відносного звуження інформативніший, ніж відносне видовження. При порівнянні ударної в'язкості і пластичності можна зробити висновок, що ударна в'язкість чутливіша до деградації сталі, ніж пластичність.

Вимірюванням кількості оклюдованого водню в трубній сталі виявлено таке: середній вміст водню в експлуатованому матеріалі вищий, ніж у вихідному матеріалі. Зокрема, у матеріалі з нижнього фрагмента труби кількість водню в 2 рази вища, ніж у вихідному матеріалі.

Вимірюваннями екстракції оклюдованого водню встановлено також, що швидкість десорбції водню є значно вища у вихідному матеріалі, ніж в експлуатованому. Оцінки швидкості проникнення водню через мембрану підтвердили відмінність властивостей експлуатованого та неексплуатованого матеріалів. Ефективний коефіцієнт дифузії водню є значно нижчий в експлуатованому матеріалі, ніж у вихідному матеріалі. З отриманих даних випливає, що ефективність захоплення водню пастками в експлуатованому металі є значно вищою, ніж у вихідному металі, що слід пов'язати зі зростанням дефектності металу. Це підтверджує виявлену при вимірюванні екстракції водню відмінність у швидкості десорбції водню — значно нижчу для експлуатованого матеріалу, порівняно з вихідним матеріалом. Після тривалої експлуатації сталі внаслідок зростання дефектності металу розрахована інтенсивність зберігання водню у пастках зросла в 7 разів. Також виявлено, що критична концентрація водню в експлуатованому матеріалі нижча, ніж у вихідному матеріалі. Отже, експлуатований матеріал чутливіший до водневої крихкості.

Досліджували властивості сталі Ст3сп великоємного нафтового резервуара, демонтованого після 30 років експлуатації. Випробовували зразки, вирізані з різних ділянок конструкції: 1 — верхньої частини стінки резервуара, яка контактувала впродовж експлуатації з повітрям та конденсованою водою; 2 — ділянки стінки, яка постійно контактувала лише з нафтою; 3 — ділянки стінки при дні резервуара; 4 — дна резервуара. Зазначимо, що ділянки 3 і 4 постійно контактували із залишковою водою. Різні зони нафтозбірника зазнавали різного корозійного впливу, що зумовило і різний ступінь деградації сталі. Характеристики твердості, міцності й пластичності були неістотно відмінні для різних зон, при цьому твердість і міцність мінялися зворотньо до пластичності. Набагато сильніше відмінна ударна в'язкість, найнижчі значення властиві матеріалу, що контактував у процесі експлуатації з підтоварною водою. Звідси можна стверджувати, що деградація матеріалу тим інтенсивніша, що вища твердість і міцність, а також менша пластичність і ударна в'язкість. Зроблено висновок, що найменш деградована сталь зони 2, що контактувала тільки з нафтою, найбільше — зона 3, що зазнавала максимального навантаження та контактувала тільки з підтоварною водою.

Отже, через тривалий контакт металу з корозійно-наводнювальним середовищем, як за низько-, так і високотемпературної експлуатації, зазнає змін не лише поверхня, але й об'єм металу, що пов'язано з його наводнюванням. У результаті проникнення водню, можливі й певні деформаційні зміни структури металу, про що свідчать рентгенограми металу експлуатованих низьколегованих сталей. Отримані дані дозволяють зробити висновок про можливість їх водневої деградації, яка зумовлює зниження опору крихкому руйнуванню.

РОЗРОБЛЕННЯ НОВИХ МЕТОДІВ І ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ АВТОМАТИЗОВАНОГО МОНІТОРИНГУ НАВАНТАЖЕНЬ ТА ДІАГНОСТИКИ ПРОКАТНИХ СТАНІВ

DEVELOPMENTS THE NEW METHODS AND MEASUREMENT DEVICES FOR AUTOMATED LOAD MONITORING AND DIAGNOSTICS OF ROLLING MILLS

Павло Крот

Інститут чорної металургії ім. З. І. Некрасова, Україна, 49050, м. Дніпропетровськ, площа Академіка Стародубова, 1. Тел.: +38 056 7765315, факс: +38 056 7765924, e-mail: isi-nasu@a-teleport.com, http: www.isi.dnepr.net

The hot and cold rolling mills equipment reliability and failures are observed. The new methods of diagnostics and telemetry devices for dynamic load monitoring in the drive trains are developed and tested. The problems of industrial systems application are figured out.

Термін служби більшості прокатних станів в Україні становить понад 40 — 50 років. Динамічні навантаження (обертальні моменти ударного типу) діють під час кожного захоплення металу валками і є головною причиною раптових відмов більшості елементів обладнання (до 80 % виходить з ладу за умов перенавантаження). Заміни за спрацюванням властиві тільки для деяких деталей (вкладки шпинделів, корпусні та кріпильні деталі). Існуючі коефіцієнти впливу динамічних навантажень у методах розрахунку редукторів прокатних станів ніякою мірою не відповідають вимогам їхньої роботи.

Діючі нормативні документи (ПТЕ — правила технічної експлуатації, ТОіР — положення про технічне обслуговування й ремонти) не враховують конструктивні особливості ліній приводу окремих клітей станів, умов їхньої експлуатації (навантаження, фактичне спрацювання, терміни зміни вузлів та деталей). Тому планово-попереджувальні ремонти (ППР) через регламентовані проміжки часу становлять сьогодні єдину систему обслуговування прокатного обладнання. Хоча світовий досвід доводить, що найперспективнішим та оптимальним за витратами є метод обслуговування за фактичним станом обладнання.

Зниження кількості аварійних пошкоджень і витрат на ремонти можливе тільки на основі розроблення і впровадження автоматизованих систем поточного спостереження (моніторингу) навантажень і вібродіагностики відповідальних вузлів ліній приводу прокатних станів з використанням інформаційних технологій, математичного моделювання і натурних експериментів.

На світовому ринку існують системи моніторингу динамічних обертальних моментів з достатньо великою вартістю та обмеженими умовами використання. Тому ці системи досі не мають прикладів впровадження на головних лініях приводу ні на одному металургійному підприємстві в Україні. Лише на окремих підприємствах застосовують переносні засоби початкової вібраційної діагностики. Дослідницькі роботи з динаміки та діагностики прокатних станів проводилися на Донецькому, Макіївському, Єнакіївському, Криворізькому, Запорізькому та Маріупольському металургійних комбінатах. Обстеженню підлягали прокатні блоки сортових станів та обладнання станів гарячого прокатування.

Законом України "Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні" на 2003 — 2013 роки визначено " … розвиток високоякісної металургії, засобів діагностики, обладнання і технології металургійного виробництва", " … інформаційні технології контролю та керування об'єктами базових технологій". В Інституті чорної металургії НАН України, як головній науково-дослідній установі металургійного комплексу України, згідно з потребами вітчизняних підприємств, в рамках програми "Проблеми ресурсу та безпеки експлуатації конструкцій, споруд та машин (РЕСУРС)", Розділ 2: "Розробка методів і нових технічних засобів неруйнівного контролю та діагностики стану матеріалів і виробів тривалої експлуатації" вирішується наукова проблема пордовження ресурсу і підвищення

безпеки експлуатації механічного обладнання та стабільності технології прокатування на основі розроблення і впровадження систем і методів автоматизованого моніторингу динамічних навантажень та вібродіагностики пошкоджень прокатних станів.

Виконані теоретичні дослідження та експериментальні вимірювання вібрації і навантажень діючих прокатних станів різних типів виявили нестаціонарність рівня сигналів, як головну особливість технологічного процесу прокатування. Нестаціонарність обумовлена постійними захопленнями та викидами слябів, взаємодією сляба з рольгангом та клітей між собою, а також самою природою прокатування, як процесу передачі енергії тертям між валками і металом. Розриви фрикційного контакту металу з валками, обумовлені різною температурою металу та мастильної рідини в зоні деформації, супроводжуються постійними коливаннями обертального моменту навантаження в лінії приводу, вібрації валкових вузлів і пов'язаною з цим зміною рівня і частотного складу сигналів у широкій смузі частот. Це не дає змоги ефективно застосовувати традиційні системи і методи вібродіагностики на прокатних станах бо більшість з них передбачають стаціонарність сигналу під час вимірювання у різних режимах роботи обладнання.

У рамках виконаних наукових досліджень розроблена концепція вібраційної діагностики обладнання прокатних клітей з використанням інформативних параметрів у нестаціонарних режимах роботи прокатних станів (захоплення і викид штаби валками, розгін стану та ін.). Розроблені методи діагностики обладнання, що використовують нестаціонарні коливання на власних частотах механічних систем лінії приводу і валкових вузлів, а також враховують особливості технологічних процесів та конструктивних параметрів у залежності від типу стана. Впроваджуються методи діагностики насамперед кутових зазорів, як головних параметрів технічного стану прокатного обладнання, що впливають на динамічні навантаження і раптові відмови елементів, а також радіальні зазори у підшипниках редукторів і валкових вузлів. Випробувано методи моніторингу динамічних навантажень за струмовими сигналами електроприводів, а також керування приводами (пришвидшення під час захоплення) для зменшення динамічних навантажень. Розроблено цифровий телеметричний вимірювач обертальних моментів та безконтактний переносний прилад для вимірювання кутових зазорів у трансмісіях машин.

У станах холодного прокатування підвищення вібрації механічного обладнання на високих швидкостях не дає можливості збільшити обсяги виробництва і покращати якість продукції на потребу вітчизняної автомобільної промисловості. За кордоном системи діагностики встановлюють саме на швидкісні стани, де підвищення вібрації у клітях викликає погіршення якості поверхні та різнотовщинність продукції. Ці коливання мають резонансну природу і отримали назву "chatter" у англомовних публікаціях. Відомі системи моніторингу вібрації мають насамперед сигнальну функцію, що допомагає уникнути обриву металу під час посилення резонансних коливань. Проблемою застосування цих систем є визначення діапазонів частот і встановлення півня припустимих амплітуд. На сьогодні єдиним засобом боротьби з цим явищем є обмеження швидкості прокатування. Розроблення цієї проблеми в світі ведеться з початку 1970-х років, але й зараз жодна з відомих систем не має функції керування для уникнення резонансу без зниження швидкості прокатування, а, отже, і продуктивності стану. В Інституті розроблена автоматизована система активного керування вібраціями безперервного п'ятиклітьового стану холодного прокатування, що працює вже два роки на Новолипецькому металургійному комбінаті (Росія) і на відміну від закордонних систем підвищує середню швидкість прокатування.

Під час розроблення і впровадження систем моніторингу та діагностики на підприємствах галузі виникає низка проблем, які полягають у наступному: проведення вимірів динамічних навантажень, вібрації та технічного обстеження об'єктів прокатного виробництва потребують застосуванням великої кількості різноманітної вимірювальної апаратури, телеметричних систем та комп'ютерних систем реєстрації сигналів; проведення розрахунків математичних залежностей інформативних параметрів від технічного стану обладнання, розроблення методів вібродіагностики потребують окремо для кожного типу станів адаптацію математичних моделей коливань (вібрації), коригування алгоритмів оброблення; потрібно розробити спеціальнне програмнне забезпечення для реалізації методів вібродіагностики та ведення баз даних про пошкодження обладнання на різних

типах станів; випробування програмного забезпечення систем моніторингу і вібродіагностики під час впровадження на підприємствах-замовниках потребує зупинок безперервної технології.

ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ ТРУБОПРОВОДІВ ГІДРОСИСТЕМИ

ESTIMATION OF LIFE TIME OF PIPELINES OF A HYDRAULIC-CIRCUIT SYSTEM

Олександр Трубаєв, Володимир Татьков, Ігор Федоренко

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

On the basis of a finite element method the numerical researches of forced and free vibrations, strength and life time of the pipeline of a hydraulic-circuit system were under an operation of transient shocks are held. The estimation of influence of internal pressure on a spectrum of natural frequencies and stress state of a system is given. The dynamic responses of internal pressure are defined experimentally.

Розглядаються задачи власних, вимушених коливань та прогнозування ресурсу просторових розгалужених трубопроводів гідросистеми кантователя рулонів прокатного стану, що працюють в умовах динамічного навантаження, пов'язаного з гідравлічними ударами. Безаварійна робота прокатного стану значною мірою залежить від надійної роботи гідросистем, робочою рідиною яких є масло. У разі виникнення тріщини у трубопроводі внаслідок циклічного навантаження є ризик виникнення пожежі та великих матеріальних збитків, пов'язанних з виходом з роботи обладнання та недовипуском продукції, що підтверджується досвідом вітчизняних металургійних підприємств. Тому дослідження коливань [1,2] та ресурсу трубопроводів гідросистем і вироботка практичних рекомендацій, щодо забезпечення надійної роботи конструкції є актуальною і практично важливою задачею, результати якої автори впровадили на ВАТ "Запоріжсталь".

Для визначення характеристик сил, що впливають на трубопровід були проведені експериментальні виміри пульсації тиску в різних місцях гідросистеми з використанням первинних перетворювачів тиску типу ПД-60/2. Збір й обробка інформації проводилися за допомогою восьмиканального діагностичного комплексу [3].

Рішення задач проведено на основі методу скінченних елементів. Для побудови скінченоелементної моделі були використані оболонкові скінченні елементи, що дозволяє геометрія конструкції. Дослідження власних коливань показали що робочі частоти насосів не є небезпечними для трубопровідної системи з погляду виникнення резонансних явищ. Оцінка напруженодеформованого стану трубопроводів була проведена у припущенні, що закон зміни тиску в часі однаковий для будь-якого перетину трубопровідної системи. При розрахунках використався фрагмент експериментально отриманої циклограми, що відповідає максимальному навантаженню трубопроводу. Визначені ділянки трубопроводів, в яких виникають найбільші напруження. Отримані результати були використані для розрахунку границі витривалості конструкції та оцінки її ресурсу на основі гіпотези лінійного накопичення пошкоджень.

1. Жовдак В.А., Трубаев А.И. Собственные колебания и прочность трубопроводов гидросистем. Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Динаміка та міцність машин.— 2005. - № 20. 2. Астахова К.В., Жовдак В.А., Татьков В.В. и др. Вынужденные колебания трубопроводов гидросистемы копрового пресса. Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Динаміка та міцність машин. - 2006. - № 32. 3. Ремарчук М.П., Федоренко І.М.. Розробка та використання діагностичного комплексу для визначення стану гідросистем мобільних машин в умовах експлуатації. Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2005. - № 4/2 (16).

ГОЛОВНІ АСПЕКТИ ТЕОРІЇ ПРОЕКТУВАННЯ БАГАТОКООРДИНАТНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ЗІ СКЛАДНИМ ПРОСТОРОВИМ РУХОМ ВИКОНАВЧОГО ОРГАНА

MAIN ASPECTS OF THEORY OF PLANNING OF MULTI-COORDINATE TECHNOLOGICAL EQUIPMENT WITH DIFFICULT SPATIAL MOTION OF WORKING ORGAN

Василь Струтинський

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

A multico-ordinate technological equipment is considered with turning portable motion of executive branch. The main aspects of theory of planning of equipment are certain. Among them there is a necessity of account of specific forces of inertias, operating on turning knots. Features of motion of liquid environment are in an equipment. One of aspects of theory is a necessity of forming of optimum laws of motion of working organ of equipment.

Впровадження багатокоординатного металообробного обладнання є важливим науковим і практичним завданням розвитку машинобудування України. Сьогодні реалізовано різні схеми багатокоординатного металооброблювального обладнання. Раціональним є схемне рішення, в якому шпиндельний вузол встановлено у спеціальній фрезерувальній головці, що здійснює поворотні рухи в одній або двох площинах. Поворот шпинделя дає можливість здійснювати оброблення просторових поверхонь різного виду. Поворот забезпечується спеціальними мехатронними системами керування.

Складна механічна система шпиндельної головки з взаємозалежними поворотними рухами має специфічні динамічні робочі процеси. Вони пов'язані з виникненням значних гіроскопічних моментів при повороті обертового шпинделя. В літературних джерелах не виявлено даних про вплив гіроскопічних моментів на загальне динамічне навантаження шпинделя. Відсутні також методи розрахунку шпиндельних вузлів.

Проектування багатокоординатного технологічного обладнання потребує визначення особливостей силових факторів які діють в основних вузлах обладнання. Складний просторовий рух виконавчого органу сприяє появі специфічних навантажень, обумовлених переносними рухами обертових деталей. У процесі досліджень здійснено огляд конструктивних схем багатокоординатного технологічного обладнання та їх аналіз. Розглянуті конструкції п'ятикоординатних фрезерувальних верстатів різних типів, шліфувальних і заточних верстатів, вимірювальних комплексів та інших.

У результаті аналізу встановлено, що першим головним аспектом теорії проектування багатокоординатного технологічного обладнання потрібно враховувати інерційні сили, обумовлені наявністю переносних поворотних рухів деталей. Визначено спеціальні силові фактори які діють на основні вузли обладнання. Зокрема, встановлено дію переносного руху на обертові вали, тіла кочення підшипників та інші обертові деталі. Переносний рух обертових валів (шпинделів, валів передач та ін.) приводить до виникнення значних гіроскопічних моментів які істотно змінюють характер навантаження обертового вала. Навантаження гіроскопічними моментами обумовлює виникнення специфічних деформацій обертових валів, зміну показників точності їх обертання та процесів балансування. Гіроскопічні моменти можуть змінити характер робочих процесів у підшипниках кочення. Зокрема, сферичні тіла кочення набувають небажаного режиму кочення з вертінням відносно точки контакту, який призводить до підвищеного спрацювання доріжок кочення.

Другий аспект теорії проектування стосується процесів течії рідкого середовища. В процесі дослідження значну увагу приділено встановленню дії переносних рухів на робочі процеси в системі мащення та процесів, що супроводжують рух рідини в допоміжних системах технологічного обладнання.

Встановлено характер прояву масових сил переносного руху у рівняннях течії рідини. Показано, що в рівняннях руху рідини з'являються нові складові, які приводять до збільшення взаємного впливу проекцій вектора швидкостей частинок рідини і появи нелінійностей у рівняннях руху рідини. Визначено вплив переносного руху на рівняння гідродинаміки в інтегральній формі. Він в основному проявляється у рівняннях зміни кількості руху (рівнянні імпульсів) та рівнянні зміни моментів кількості руху. Показано конкретний вплив переносних рухів на процеси течії рідини в малорозмірних зазорах мастильних пристроїв.

У результаті сформульовані особливості проектування пристроїв технологічного обладнання, що використовує рідину як робоче тіло. Це є другим головним аспектом теорії проектування багатокоординатного технологічного обладнання.

Особливістю роботи багатокоординатного обладнання є залежність навантажень від вибраних законів руху робочого органу. Тому третім головним аспектом теорії проектування є потреба формування раціональних законів переміщення робочого органа. Запропоновано розділити можливі закони руху робочого органа на усталені й перехідні.

Раціональними законами перехідного типу визначено рівнопришвидшені рухи робочого органа, які забезпечують істотне зменшення динамічних навантажень, а відповідно, і зменшення динамічних похибок роботи обладнання. Розроблені методики визначення динамічних і квазістатичних похибок роботи обладнання на етапі проектування.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

THEORETICAL GROUNDS OF COMPUTER MODELING OF COMPLICATED MECHANICAL SYSTEMS

Микола Ткачук¹, Анатолій Чепурний¹, Тарас Поліщук²

¹ Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Україна, 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21; ² ВАТ "Азовмаш", Україна, 87500, м. Маріуполь, площа Машинобудівників, 1.

In report some problem questions of modeling of physical and mechanical processes in complicated mechanical systems are described. For solution of tasks' series which arise up here, it is suggested to create the specialized integrated systems of the automated analysis and synthesis, which combine advantages of the special modules and universal CAD/CAM/CAE-systems.

Сучасне машинобудівне виробництво характеризується різким зростанням вимог до технічних характеристик виробів, скороченням термінів їх розроблення і технологічної підготовки виробництва, широкою номенклатурою і потребою орієнтації на запити широкого спектру споживачів. У цих умовах для забезпечення конкурентоспроможності, економічності й оперативності при проектуванні, дослідженні й технологічній підготовці виробництва нових виробів повсюдно застосовують засоби автоматизації — CAD/CAM/CAE/PDM-системи.

Проте використання цих систем не розв'язує важливу і принципову задачу, що витікає з сукупності вимог до сучасних виробів, а саме: обґрунтування конструктивних, технологічних параметрів і експлуатаційних режимів на основі моделювання складних фізико-механічних процесів, що протікають при їх експлуатації і виготовленні. Оскільки самі вироби, а також умови виготовлення й експлуатації досить різноманітні, то їхню специфіку важко врахувати за допомогою універсальних САD/САМ/САЕ-систем, а оскільки вони досить складні, то потрібно при моделюванні застосовувати найсучасніші теорії, що не мають інструментів інтеграції в САD/САМ/САЕ-системи.

У результаті виникає протиріччя між потребами моделювання й обмеженістю можливостей інструменту цього моделювання. У зв'язку з цим, виникає актуальна і важлива науково-практична задача розроблення високоефективних засобів автоматизованого моделювання фізико-механічних процесів у складних механічних системах, що мають широкі потенційні можливості і враховують специфіку певного (того або іншого) класу об'єктів.

У доповіді наведено новий узагальнений метод параметричного опису складних механічних систем. Завдяки розробленій технології створюються передумови автоматизації найтрудомісткішого, складного та важливого етапу проектування скінченно-елементного моделювання напруженодеформованого стану. Крім цього, запропоновано структуру спеціалізованих інтегрованих систем автоматизованого проектування й дослідження.

Ці системи дають змогу автоматизувати весь процес проектування нових машинобудівних конструкцій та модернізації існуючих. Наведені приклади застосування запропонованих технологій досліджень напружено-деформованого стану: рами вітроенергетичних установок, механізму нахилу електроплавильної печі, двопараметричні передачі.

ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМИ РОЗВИТКУ МЕТОДІВ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ МАШИН

PERSPECTIVE DIRECTIONS OF DEVELOPMENT OF METHODS OF PLANNING OF TECHNOLOGICAL MACHINES

Богдан Пальчевський

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

A method, directions and problems of planning of technological machines of functionally-module structure, is considered with the help of computer.

Аналіз напрямів проектування має важливе значення в період пришвидшення науковотехнічного прогресу і зв'язаного з цим скорочення термінів морального старіння більшості технологічного обладнання, особливо такого, що працює в сучасних наукомістких виробництвах. Можна з впевненістю стверджувати, що конкурентність технологічних машин значною мірою визначається на стадії їх проектування, ефективність якого безпосередньо пов'язана з рівнем автоматизації всіх етапів проектування.

Відповідно до загальної теорії систем система як ціле отримує певні неадитивні властивості тільки тоді, коли правильно узгоджено вимоги, що висуваються до її елементів. Модульний принцип побудови відноситься до основних системних вимог, що висуваються до технологічних машин. Він дає можливість синтезувати з обмеженого набору уніфікованих модулів найрізноманітніші за складом і функціями технологічні машини. Цей принцип можна реалізувати при виконанні трьох умов:

- функціональна автономія модулів;
- децентралізація інформації і керування;
- інваріантність структури модуля відносно технологічної машини.

Розвиток методології створення машин на основі поєднання інформаційних технологій і функціонально-модульного принципу дав змогу охопити і зв'язати розв'язання всього комплексу завдань, що виникають при створенні нових технологічних машин. У цьому випадку здійснюється формалізація, моделювання і формування банку даних про функціональні модулі, автоматизація виконання етапів проектування на базі сучасної обчислювальної техніки. Слід зазначити, що ідеологія модульної будови технологічних машин формує і вдосконалює систему модульного проектування по мірі накопичення досвіду і розширення банку електронних графічних моделей модулів.

Потреба у формуванні банку уніфікованих моделей функціональних модулів висуває завдання впровадження єдиних принципів класифікації і кодування вузлів технологічних машин. Розв'язання цього завдання істотно спрощується завдяки поширенню модульного принципу, що сформувався при створенні технологічних машин, на процес їх проектування. Використання уніфікованих модулів при проектуванні технологічних машин істотно розширює область застосування машин з жорстким і переналагоджуваним робочим циклом при виготовленні нових виробів і їхніх упаковок.

Виходячи з поняття технологічної машини як системи, елементами якої є функціональні модулі, можна виділити два основних аспекти її розгляду — функціональний і структурний.

Функціональний аспект встановлює коло функцій, які повинна виконувати система і її підсистеми (машина і її функціональні модулі). Функціональні підсистеми визначають склад розв'язуваних ними завдань і в результаті формують логіку функціонування машини.

Структурний аспект передбачає побудову структури системи і її компонентного складу. Він встановлює структуру машини і мету для кожного її функціонального модуля, з точки зору завдання передбаченого функціональним призначенням машини.

На всіх етапах створення технологічної машини функціонально-модульної будови потрібно враховувати загальносистемні вимоги, реалізація яких потрібна для чіткої взаємодії при функціонуванні всіх модулів машини. Тому перед розробленням окремого модуля, що здійснюється на першому етапі, треба точно визначити його місце і призначення в технологічній машині, передбачивши при цьому потрібні засоби для інформаційного зв'язку цього модуля з іншими.

З цією метою перед процесом синтезу і конструювання технологічної машини потрібно здійснити функціональний аналіз технологічної операції, що виконуватиметься машиною. Він є декомпозицією основної службової функції машини на окремі технічні функції, найчастіше технологічні, допоміжні й контрольні переходи, які виконуються окремими модулями.

Під комп'ютерним проектуванням розумітимемо побудову твердотілих моделей машин на комп'ютері, які дають можливість дослідити їхні основні властивості без натурального втілення і експериментального дослідження, а також дають можливість отримати комплект робочої документації для їх виготовлення. При функціонально-модульному проектуванні твердотілі моделі отримують шляхом синтезу з твердотілих моделей окремих вузлів, що зберігаються в банку уніфікованих моделей.

Однак застосуванню функціонально-модульного проектування технологічних машин повинна передувати величезна робота з уніфікації застосовуваних у технологічних машинах функціональних модулів і перегляду багатьох їхніх конструкцій з метою введення до їхнього складу найбільшої кількості уніфікованих модулів, що виготовляються високопродуктивними спеціалізованими підприємствами.

Реалізована за цим принципом інтелектуальна комп'ютерна система дає змогу не тільки створити кібернетичний прототип машини, але й здійснити її віртуальні дослідження в модельному середовищі.

**

СЕКЦІЯ 1

МЕХАНІКА РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ТА МІЦНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОСЕСИМЕТРИЧНОГО КРУЧЕННЯ ПОВЕРХНЕВИМ НАВАНТАЖЕННЯМ ЦИЛІНДРА ЗІ ЗМІЦНЮВАЛЬНИМ ТОНКИМ ПОКРИТТЯМ

MATHEMATICAL MODEL OF AXIS SYMMETRICAL TORSION BY THE SURFACE LOADING OF THE CYLINDER WITH THE STRENGTHENING THIN COVER

Олександр Андрейків, Ольга Галазюк

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

A new physically noncontradictionary mathematical model of cylinder deformation under the axis symmetrical and axis nonsymmetrical torsion made by the surface cylinder loading is proposed. In the basis of this mathematical model lies the solution of static equations of elastic solid and the concept of a boundary layer.

Круглі циліндри сталого перерізу, які скручуються поверхневим навантаженням, є одними з важливих елементів машин і механізмів, а тому актуальною є побудова ефективних математичних моделей їхнього напружено-деформованого стану. При цьому теорія кручення Сен-Венана, яка базується на припущенні про відсутність поверхневого навантаження, у цьому випадку не може бути застосована.

Нижче для побудови математичної моделі осесиметричного кручення циліндра поверхневим навантаженням за відсутності дилатації запропоновано використати рівняння рівноваги у переміщеннях, які у розглянутому випадку зводяться до одного рівняння відносно двох не рівних нулю компонент вектора локального жорсткого повороту $\vec{\Omega} = 0,5 rot \vec{u}$. Це дає можливість записати усі характеристики напруженого стану через одну гармонійну функцію, яку в циліндричних координатах для необмеженого циліндра можна подати інтегралами Фур'є, що сприяє ефективному розв'язанню задач зі змішаними крайовими умовами. Такі задачі виникають за математичного моделювання напружено-деформованого стану в циліндрах із защемленим торцем і частиною бокової поверхні (наприклад, торсіонна підвіска).

Подання характеристик напружено-деформованого стану в циліндрі інтегралами Фур'є спрощує процедуру виконання локалізованих крайових умов, оскільки це приводить до інтегрального рівняння Фредгольма першого роду, множина розв'язків якого знаходиться методом розривних інтегралів Фур'є [2] і залежить від параметра. Введений параметр можна трактувати як зведену характеристику межового шару, і ним визначається клас потрібних довантажень, який здійснює межовий шар для існування розв'язку задачі за умови гладкості деформування поверхні циліндра на лінії зміни крайових умов. Пружний ізотропний циліндр з радіусом твірної R віднесемо до циліндричної системи координат ($R\alpha,\beta,R\gamma$) і за умови незмінюваності об'єму $\theta(\alpha,\beta,\gamma) = div \,\vec{u} \equiv 0$, яка існує за відсутності дилатації, компоненти вектора пружного переміщення $R\vec{u}(\alpha,\beta,\gamma)$ в циліндричній системі координат будуть такими:

$$u_{\alpha}(\alpha,\beta,\gamma)=0$$
, $u_{\beta}=u_{\beta}(\alpha,\gamma)$, $u_{\gamma}(\alpha,\beta,\gamma)=0$

За таких обставин рівняння Ламе

$$(\lambda + 2\mu)$$
grad div $\vec{u} - \mu$ rot rot $\vec{u} = 0$

зведеться до одного рівняння

$$\frac{\partial \omega_{\alpha}}{\partial \gamma} - \frac{\partial \omega_{\gamma}}{\partial \alpha} = 0 \tag{1}$$

відносно компонент $\omega_{\alpha}(\alpha, \gamma)$ і $\omega_{\gamma}(\alpha, \gamma)$ вектора локального жорсткого повороту $\vec{\Omega} = \frac{1}{2} rot \vec{u}$, які у циліндричній системі координат визначаються компонентою $u_{\beta}(\alpha, \gamma)$ вектора $\vec{u}(\alpha, \gamma)$ так:

$$2\omega_{\alpha}(\alpha,\gamma) = -\frac{\partial u_{\beta}}{\partial \gamma}, \ 2\omega_{\gamma} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial}{\partial \alpha} (\alpha u_{\beta}), \ \omega_{\beta}(\alpha,\gamma) \equiv 0.$$
⁽²⁾

Якщо ввести ключову функцію $Q(\alpha, \gamma)$ таку, що $u_{\beta}(\alpha, \gamma) = \frac{\partial Q}{\partial \alpha}$, то за поданням (2) знайдемо,

що

$$2\omega_{\alpha}(\alpha,\gamma) = -\frac{\partial^2 Q}{\partial \alpha \partial \gamma}, \ 2\omega_{\gamma}(\alpha,\gamma) = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial}{\partial \alpha} \left(\alpha \frac{\partial Q}{\partial \alpha} \right)$$
(3)

і, як наслідок, рівняння в частинних похідних (1) набуде вигляду

$$\frac{\partial}{\partial \alpha} \left[\frac{1}{\alpha} \frac{\partial}{\partial \alpha} \left(\alpha \frac{\partial Q}{\partial \alpha} \right) + \frac{\partial^2 Q}{\partial \gamma^2} \right] = 0 \quad 0 \le \alpha \le 1, \ 0 \le |\gamma| < \infty.$$
(4)

Для виконання рівняння (4) досить прийняти, що шукана функція $Q(\alpha, \gamma)$ є розв'язком рівняння Лапласа

$$\frac{1}{\alpha} \frac{\partial}{\partial \alpha} \left(\alpha \frac{\partial Q}{\partial \alpha} \right) + \frac{\partial^2 Q}{\partial \gamma^2} = 0$$
(5)

в області $0 \le \alpha \le 1$ і $0 \le |\gamma| < \infty$, і його розв'язок в області $0 \le \alpha \le 1$ можна подати інтегралами Фур'є $Q(\alpha, \gamma) = \int_{0}^{\infty} A(\xi) I_0(\xi \alpha) sin \xi \gamma d\xi + \int_{0}^{\infty} B(\xi) I_0(\xi \alpha) cos \xi \gamma d\xi$, де $I_0(\xi \alpha)$ — модифікована функція Беселя першого роду.

За відомою функцією $Q(\alpha, \gamma)$ та законом Гука віднайдемо ненульові компоненти тензора напружень і запишемо так:

$$\sigma_{\alpha\beta}(\alpha,\gamma) = \mu \left(\frac{\partial^2 Q}{\partial \alpha^2} - \frac{1}{\alpha} \frac{\partial Q}{\partial \alpha} \right); \quad \sigma_{\beta\gamma}(\alpha,\gamma) = \mu \frac{\partial^2 Q}{\partial \alpha \partial \gamma}, \tag{6}$$

де $\mu = \frac{E}{2(1+\nu)}$ — модуль зсуву.

Отже у випадку кручення циліндра поверхневим навантаженням без дилатації його напружений стан визначається тільки дотичними напруженнями, рівень яких обумовлює появу пластичних деформацій (умова пластичності Треска-Мізеса) або спричинює крихке руйнування.

Проведено числовий аналіз напружено-деформованого стану в циліндрі у випадку торсіонної підвіски за таких крайових умов:

$$\omega_{\gamma}(1,\gamma) = -\gamma, \quad 0 \leq \gamma \leq \gamma_0, \quad \lim_{|\gamma| \to \infty} \omega_{\gamma}(\alpha,\gamma) = 0,$$

що приводить до розв'язання інтегрального рівняння Фредгольма першого роду

$$\int_{0}^{\infty} \xi^{2} A(\xi) \mathbf{I}_{0}(\xi \alpha) \sin \xi \gamma d\xi = -\gamma , \quad 0 \leq |\gamma| \leq \gamma_{0}$$

відносно невідомої функції $A(\xi)$.

ОЦІНКА ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ АВІАКОНСТРУКЦІЙ З УРАХУВАННЯМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ДЕГРАДАЦІЇ МАТЕРІАЛІВ

EVALUATION OF THE AIRCRAFT COMPONENTS FATIGUE DURABILITY TAKING INTO ACCOUNT OF MATERIALS IN-SERVICE DEGRADATION

Ігор Андрейко, Юрій Головатюк, Володимир Віра

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

D16 and V95 type aluminium alloys (as-received, after modeling and in-service degradation) are investigated. The influence of material properties change after degradation on residual life-time of aircraft structural element is estimated.

Під час довготривалої експлуатації авіаконструкції зазнають механічних і корозивно-механічних ушкоджень (накопичення дефектів типу тріщин), що зумовлює падіння їхньої несучої здатності. Поряд з таким деградуванням конструкцій відбувається пониження ресурсних характеристик матеріалу, з якого вони виготовлені [1]. Якщо перша проблема вирішується засобами неруйнівного контролю, то друга залишається поза увагою спеціалістів. Саме деградація матеріалів може визначати довговічність елементів конструкцій, і нехтування змінами механічних характеристик матеріалу за час довгострокової експлуатації призводить до некоректної оцінки залишкового ресурсу.

За окремими механічними і структурними характеристиками матеріалів важко оцінити їхній вплив на залишковий ресурс елементів конструкцій. У рамках уніфікованої моделі втомного руйнування запропоновано [1, 2] новий метод визначення довговічності елементів конструкцій з урахуванням деградації властивостей конструкційних матеріалів. Ця модель враховує періоди зародження (N_i) і росту (N_p) втомної макротріщини у циклічно навантажуваних елементах конструкцій з концентраторами напружень, тому її можна застосувати для розрахунку повної довговічності N_f [2]:

$$N_{f} = N_{i} + N_{p} = N_{i} \Big|_{a_{i}=d^{*}} + \int_{d^{*}}^{a_{c}} da / F \Big[\Delta K \big(\Delta P, a \big) \Big].$$

$$\tag{1}$$

Зазначимо, що залежність (1) включає параметри, чутливі до деградації матеріалів, зокрема, характеристики циклічної тріщиностійкості та структурно-механічний параметр матеріалу — розмір зони передруйнування d^* . Розрахунок періоду N_i базується на ефективній ($da/dN - \Delta K_{eff}$), а періоду N_p — номінальній ($da/dN - \Delta K$) діаграмах швидкостей росту втомної макротріщини [2].

В якості вихідних діаграм використовували отримані на повітрі на СТ-зразках базові залежності для алюмінієвих сплавів Д16чТ і В95пчТ1 у вихідному стані, які порівнювали з даними, отриманими на повітрі та у 3,5 % NaCl після модельної деградації циклуванням, відповідно при 190 і 200 °С, а також для експлуатованих сплавів Д16Т і В95Т.

Розрахунок проводили для зразків-смуг завширшки W = 30 мм, товщиною t = 2 мм (для сплавів типу Д16) і W = 40 мм, товщиною t = 3,3 мм (для сплавів типу В95) з центральним отвором радіуса $\rho=2,5$ мм за номінальних напружень $\Delta\sigma_{nom}=100$ МПа. Ці зразки є типовими для випробувань в авіаційній галузі і забезпечують значення коефіцієнта концентрації напружень $K_t = 2,6$.

Аналіз даних (див. рис. 1) показує, що в лабораторному повітрі довговічність N_f смуги з центральним отвором, яка у певному наближенні моделює заклепкові з'єднання обшивки фюзеляжа літака, для сплаву Д16чТ після модельної деградації зменшується на 38 і 40 %; для експлуатованого Д16Т — на 12 і 50 % (у 2 рази) відповідно в повітрі та корозивному середовищі. Для високоміцного алюмінієвого сплаву В95пчТ1 довговічність N_f змінюється ще істотніше. Вона знижується після модельної і експлуатаційної деградації у повітрі на 44 і 61 % відповідно, а в корозивному середовищі — на 88 % для обох деградованих станів. Видно (рис. 1 *a*), що деградація властивостей сплаву Д16Т після 25 років експлуатації неістотно зменшує довговічність зразків на повітрі (варіант 3), що обґрунтовує надійність експлуатації літаків у нормальних умовах понад призначений ресурс.



Рис. 1. Відносна зміна (λ) періодів N_i до зародження і N_p поширення втомної макротріщини та довговічності N_f до руйнування зразків деградованого і вихідного (в стані постачання) матеріалу: а – сплав Д16чТ (Д16Т); б – сплав В95пчТ1; 1 – модельно деградований, випроба на повітрі; 2 – модельно деградований, випроба в 3,5 % p-ні NaCl; 3 – експлуатаційна деградація, випроба на ловітрі; 4 – експлуатаційна деградація, випроба в 3,5 % p-ні NaCl

Відзначимо, що за цих умов у структурі довговічності зразків період до зародження втомної макротріщини практично не змінюється, а зниження довговічності, в основному відбувається за рахунок пришвидшеного росту макротріщини. На противагу сплаву Д16Т, зниження довговічності

високоміцного сплаву В95пчТ1 у повітрі після довготривалої експлуатації є значним (див. рис. 1 б, варіант 3).

У корозивному середовищі вплив експлуатаційної деградації сплаву Д16Т істотніший і навіть сильніший, ніж негативний вплив модельної деградації під час випробувань на повітрі (див. рис. 1), що вимагає понижуючих коефіцієнтів для оцінювання залишкового ресурсу літаків в умовах морського клімату і підвищеної вологості. Загалом, зниження довговічності зразків після модельної та експлуатаційної деградації в корозивному середовищі проходить шляхом пришвидшення періодів зародження та росту втомної макротріщини. Слід зазначити, що у сплаві Д16Т співвідношення періодів зародження та поширення втомної макротріщини у повітрі та корозивному середовищі не порушується. Натомість, зниження довговічності у сплаві В95пчТ1 після модельної деградації на повітрі відбувається шляхом пришвидшення зародження втомної макротріщини див. рис. 1 б).

Таким чином, розроблена на основі уніфікованої моделі втомного руйнування матеріалів методика розрахунку періоду N_f до руйнування циклічно навантажуваних елементів конструкцій дає змогу кількісно оцінювати вплив деградації властивостей конструкційних матеріалів на довговічність виробів тривалої експлуатації.

1. Осташ О.П., Андрейко І.М., Головатюк Ю.В. Деградація конструкційних матеріалів і втомна довговічність тривало експлуатованих авіаконструкцій // Фіз.-хім. механіка матеріалів. — 2006. — №4.— С. 5—16. 2. Прогнозування довговічності циклічно навантажуваних елементів конструкцій / О. П. Осташ, Р. В. Чепіль, В. В. Віра, В. Т. Жмур-Клименко // Фіз.-хім. механіка матеріалів. — 2005. — № 4. — С. 39—44.

ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНА ВОДНЕТРИВКІСТЬ МАРТЕНСИТНИХ СТАЛЕЙ

HIGH-TEMPERATURE HYDROGEN RESISTANCE OF MARTENCITIC STEELS

Олександр Балицький, Володимир Мочульський

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

The effect of in hydrogen under the pressure 35 MPa on the mechanical properties of $15X12H2M\Phi AB$ and $13X11H2B2M\Phi$ steels at strain rate 1,0 mm/min and cyclic deformation with amplitude 0,8...1,6% and frequency 0,5 Hz at temperature range 293 ... 723 K has been investigated. The influence of chemical composition and structure state on the hydrogen embrittlement degree and fractographic peculiarities at hydrogen presence have been analyzed.

Не дивлячись на очисленні дослідження властивостей конструкційних матеріалів у водневому середовищі, чутливість сталей і сплавів до водневої деградації за підвищених температур досліджена недостатньо. Сьогодні немає однозначності в оцінці впливу газоподібного водню за підвищених температур на механічні властивості конструкційних матеріалів, тому ця проблема актуальна.

Мета праці — дослідження впливу різних режимів термічного оброблення на ступінь окрихчення мартенситних сталей в інтервалі температур 293...723 К при дії газоподібного водню за випробувань на короткочасну міцність та малоциклову довговічність.

Мартенситні сталі 15Х12Н2МФАВ і 13Х11Н2В2МФ відрізняються вмістом вуглецю, нікелю, хрому, молібдену, вольфраму (табл. 1) Після термічного оброблення їхня структура складається з відпущеного мартенситу, невеликої кількості залишкового аустеніту, розташованого у вигляді прошарків між пластинами мартенситу і на межах колишніх аустенітних зерен та дрібнодисперсних легованих карбідів $Me_{23}C_6$, (W, Nb)C. Хімічний склад, режими термічних оброблень та механічні властивості сталей на повітрі за кімнатної температури наведені в табл. 1 і табл. 2. Визначальними відмінностями у хімічному складі мартенситних сталей є добавка 0,25 % ніобію і 0,02 % азоту у сталі 15Х12Н2МФАВ. Вміст у сталях сірки та фосфору не перевищує відповідно 0,005 і 0,03 %.

Таблиця 1

Моторіон	Вміст елементів, мас. %									
матеріал	С	Si	Cr	Ni	Mo	W	V	Nb	Mn	N
15Х12Н2МФАВ	0,15	0,50	12,2	1,9	1,52	0,72	0,18	0,25	0,5	0,02
13X11H2B2MФ	0,13	0,60	11,5	1,6	0,45	1,93	0,24	-	0,63	-

Хімічний склад сталей

Температури гартування в інтервалі 1283...1403 К та високий відпуск 953 К забезпечують в'язкий стан сталей і унеможливлюють утворення в мартенситі включень δ-фериту. Термічна обробка сталі 15Х12Н2МФАВ (TO1) і 13Х11Н2В2МФ приводить до утворення неоднорідної структури, в якій зберігається полосчастість аустеніту і грубі виділення сітки карбідів по границях зерен. Спеціальний режим гартування і подвійний відпуск сталі 15Х12Н2МФАВ (TO2) приводить до збільшення долі залишкового аустеніту, його стабільності, зменшення напружень у мартенситній складовій та зростання кількості карбідних виділень.

Таблиця 2

	Термічне обр	Механічні властивості на повітрі						
Матеріал	Режим гартування	Режим відпуску	σ _{ь,} МПа	σ _{0,2,} МПа	δ, %	ψ, %	N, циклів до руй- нування ε=1,6%	К _с , МПа _{√м}
15Х12Н2МФАВ	1393 К, 1 год.,	953К, 2 год,	1080	940	16	62	1029	154
TO1	олива	повітря						
15Х12Н2МФАВ	1403 К, 0,5 год.,	793К, 1 год,	1110	965	14	56	975	-
TO2	олива	953К, 2 год,						
		повітря						
13X11H2B2MФ	1283 К, 1 год., 953К, 2 год,		1010	870	17	59	1453	165
	олива повітря							

Режими термічного оброблення та механічні властивості сталей за кімнатної температури

Механічні властивості сталей досліджували за короткочасного розтягу п'ятикратних циліндричних зразків з діаметром робочої частини 5 мм у спеціальній камері за тисків водню до 35 МПа при швидкості деформації 1,0 мм/хв. Малоциклову витривалість за жорсткого чистого віднульового згину визначали на установці за тисків до 35 МПа, амплітуд 0,8, 1,2, та 1,6 % і частоти навантаження 0,5 Гц на шліфованих плоских зразках з робочою частиною 3×6×20 мм.

Чутливість сталі до водневої деградації оцінювали за коефіцієнтом β, який визначали як співвідношення значень відповідних характеристик у водні та нейтральному середовищі (наприклад, коефіцієнт впливу водню на відносне поперечне звуження зразків β_ψ=ψ_H/ψ_{пов}).



Рис. 1. Температурні залежності границі короткочасної міцності $\sigma_6(1-6)$ у гелії (1,3,5) та у водні під тиском 35 МПа (2,4,6) і коефіцієнта впливу водню на відносне поперечне звуження $\beta \psi$ зразків із сталей 15X12H2M Φ AB (TO1-1,2,7; TO2-3,4,8) та 13X11H2B2M Φ (5,6,9)



Рис. 2. Амплітудні залежності коефіцієнта впливі водню під тиском 35 МПа на малоциклову довговічність β_N зразків із сталей 15X12H2M Φ AB (TO1-1,4,7; TO2-2,5,8) та 13X11H2B2M Φ (3,6,9) за температур 283 (7-9), 483 (4-6) і 673 K (1-3)

Встановлено, що температурний інтервал водневого окрихчення сталей 15Х12Н2МФАВ (TO1, TO2) і 13Х11Н2В2МФ за випробувань на короткотривалий розтяг та малоциклову втому складає 293...473 К, при температурах понад 673 К властивості у гелії та водні однакові (рис. 1, рис. 2). На зламах зразків у водні збільшуються кількість та розміри ділянок міжзеренного та міжфазного руйнування. Очевидно, зменшення впливу водню з ростом температури обумовлено релаксацією мікронапружень на межах мартенсит-аустеніт або мартенсит-карбід.

Зі збільшенням амплітуди малоциклового згину воднева деградація обох матеріалів підсилюється (див. рис. 2), що характерно для мартенситних нержавних сталей. За всіх умов навантаження сталь 13Х11H2B2MФ менш чутлива до дії водню, ніж сталь 15Х12H2MФAB, однак попри відмінності у хімічному складі, режимах термічного оброблення і, відповідно, у мікроструктурі та механічних властивостях сталей на повітрі (див. табл. 1, табл. 2), ступінь та закономірності впливу водню на характеристики міцності σ_b , і $\sigma_{0,2}$, пластичності δ і ψ та малоциклової довговічності *N* кількісно та якісно відрізняються неістотно.

ТЕМПЕРАТУРНІ ПОЛЯ СКЛАДЕНИХ КОНСТРУКЦІЙ ПІД ДІЄЮ ДЖЕРЕЛ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ПОХОДЖЕННЯ

TEMPERATURE FIELDS OF FITTED CONSTRUCTIONS BEING UNDER THE IMPACT OF ELECTROMAGNETIC SOURCES

Олександр Берлов

Дніпропетровський національний університет, Україна, 49000, м. Дніпропетровськ, вул. Наукова, 13.

The operation method was used to obtain the solution of nonsteady heat conduction problem with unified external boundary conditions and non ideal heat contact under the impact of electric and magnetic fields. The results of parameter investigations are presented. Проведена систематизація дії полів різної фізичної природи на елементи конструкцій і отримані уніфіковані залежності, що відображають теплові ефекти дії. Запропоновано тепловий ефект дії враховувати у вигляді джерела (стоку) тепла в рівнянні теплопровідності і в граничних умовах [1—3].

Подані моделі розрахунку температурних полів для системи пластин з уніфікованими зовнішніми і внутрішніми граничними умовами (ГУ) і діями електромагнітних полів.

Задача теплопровідності для багатошарового кусково-однорідного тіла (необмежена пластина), що складається з *m* паралельних плоских шарів, враховуючи що для кожного шару бралася локальна система координат ($0_v \le x_v \le R_v$), формулюється так:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda_{\nu}(T_{\nu}) \frac{\partial T_{\nu}(x_{\nu}, \tau)}{\partial x_{\nu}} \right] = c_{\nu}(T_{\nu}) \frac{\partial T_{\nu}(x_{\nu}, \tau)}{\partial \tau} + w_{\nu}(x_{\nu}, T_{\nu}, \tau),$$
(1)

$$T_{\nu}(x_{\nu}, 0) = \varphi_{\nu}(x), (\nu = 1, 2, ..., m),$$
 (2)

де $T_{\nu}(x_{\nu},\tau)$ — температура v-го шару, залежна від координати x_{ν} і часу τ ; $c_{\nu}(T_{\nu})$, $\lambda_{\nu}(T_{\nu})$ — коефіцієнт питомої об'ємної теплоємності і теплопровідності v-го шару; $\phi_{\nu}(x)$ — функції температури в початковий момент часу.

Потужність внутрішніх джерел (стоків) тепла є суперпозицією потужності джерел тепла, що є наслідком дії на конструкцію полів різної фізичної природи. Залежно від дії, функція рівна

$$w_{\nu}(x_{\nu}, T_{\nu}, \tau) = \sum_{j=1}^{N} w_{\nu, j}(x_{\nu}, T_{\nu}, \tau), \qquad (3)$$

де *N* — кількість дій.

Граничні функції, обумовлені наявністю зовнішніх поверхневих джерел (стоків) тепла, записуються у вигляді сукупності дій $f_0(\tau) = \sum_{i=1}^{N_1} f_{0,i}(\tau), \quad f_1(\tau) = \sum_{i=1}^{N_2} f_{1,i}(\tau),$ або на межах шарів

$$f_2(\tau) = \sum_{i=1}^{N_3} f_{2,i}(\tau)$$
, де N_1, N_2, N_3 — кількість граничних дій. Зовнішні граничні умови — такі:

$$\begin{cases} \alpha_{0}\lambda_{1}(T_{1})\frac{\partial T_{1}(x_{1},\tau)}{\partial x_{1}}\Big|_{x_{1}=0} = h_{0}\alpha_{0}^{*}(T,\tau) [f_{0}(\tau) - MT_{1}(x_{1},\tau)]\Big|_{x_{1}=0} \\ \alpha_{1}\lambda_{m}(T_{m})\frac{\partial T_{m}(x_{m},\tau)}{\partial x_{m}}\Big|_{x_{m}=R_{m}} = h_{1}\alpha_{1}^{*}(T,\tau) [f_{1}(\tau) - M_{1}T_{m}(x_{m},\tau)]\Big|_{x_{m}=R_{m}}, \end{cases}$$
(4)

де $\alpha_0^*(T,\tau)$, $\alpha_1^*(T,\tau)$ — зведені коефіцієнти теплообміну на зовнішніх поверхнях системи, що включають складові конвективного і променевого теплообміну. Вважаючи в (4) параметри уніфікації $\alpha_0, \alpha_1, h_0, h_1, M_0, M_1$ рівними 0 або ±1, матимемо ГУ відповідно першого, другого, третього роду і різні їхні поєднання.

Умови теплового контакту мають вигляд:

$$\begin{cases} \lambda_{\nu}(T_{\nu}) \frac{\partial T_{\nu}(x_{\nu},\tau)}{\partial x_{\nu}} \Big|_{x_{\nu}=R_{\nu}} = \frac{1}{R_{\nu,\nu+1}(T,\tau)} \Big[T_{\nu+1}(0,\tau) - T_{\nu}(R_{\nu},\tau) \Big] \\ \lambda_{\nu}(T_{\nu}) \frac{\partial T_{\nu}(x_{\nu},\tau)}{\partial x_{\nu}} \Big|_{x_{\nu}=R_{\nu}} - \lambda_{\nu+1}(T_{\nu+1}) \frac{\partial T_{\nu+1}(x_{\nu},\tau)}{\partial x_{\nu+1}} \Big|_{x_{\nu+1}} = f_{2}(R_{\nu},T_{\nu},\tau), \end{cases}$$
(5)

29

де $R_{\nu,\nu+1}$ — термічний опір на контакті шарів ν і $\nu+1$.

Отримано структурний розв'язок задач нестаціонарної теплопровідності для складових елементів конструкцій при дії електромагнітних полів. Розв'язок засновано на використанні операційного методу і методу послідовних інтервалів. Наведені результати параметричних досліджень і порівняння з даними відомими з літератури.

Показано, що для розв'язання нелінійних задач нестаціонарної теплопровідності для складових елементів конструкцій з неідеальним тепловим контактом ефективним є метод послідовних інтервалів.

Розв'язок задачі (1) — (5) з використанням методу послідовних інтервалів має вигляд:

$$T_{\nu,j}(x,Fo) = \sum_{r=1}^{2m} \left\{ \Omega_{n,j} \left[\mu_{n,r}^{\nu}(x,Fo), \varphi_n \right] g_{r,j}^{(n)}(Fo) + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\overline{g}_{r,j}(p_k)}{\Psi'(\varphi_n,p_k)} \cdot Q_j \left[\mu_{n,r}^{\nu}(x,Fo), p_k \right] \exp\left(-\gamma_k^2 Fo\right) \right\} + Z_{\nu,j}^*(x,Fo),$$
(6)

де
$$\sum_{j=1}^{M} \Delta Fo_j = Fo_k$$
, $0 \le Fo \le \Delta Fo_j$, $Fo_{j-1} \le Fo \le Fo_j$, $j = 1, 2, ..., N$, M — кількість інтервалів

розбиття, Fo_k — час процесу; $Z_{v,j}^*(x, Fo)$ — частковий розв'язок неоднорідного рівняння теплопровідності, що враховує джерела тепла і нерівномірний розподіл температури в кінці j-1 інтервалу.

Встановлено, що апроксимація залежностей теплофізичних характеристик матеріалів від температури кусково-сталими функціями в межах температурних діапазонів ΔT є раціональнішою, ніж їхня апроксимація в межах тимчасових інтервалів ΔFo_i .

1. Веселовский В. Б. Метод последовательных интервалов в исследовании теплофизических процессов // Металлургическая теплотехника. — Днепропетровск, 2004. — С. 255—265. 2. Веселовский В. Б. Решение задач нестационарной теплопроводности для многослойных плоских тел с неидеальным тепловым контактом // Прикладные вопросы аэродинамики летательных аппаратов. — К.: Наук. думка, 1984. — С. 140—144. 3. Веселовський В.Б., Берлов О.В. Розрахунок температурних полів складених конструкцій // Вісник ТДТУ. — 2008. — Вип. №1. — С. 161—170.

ОЦІНКА РОБОТОЗДАТНОСТІ ТА РИЗИКУ РУЙНУВАННЯ ТРУБОПРОВОДУ З ТРІЩИНОПОДІБНИМИ ДЕФЕКТАМИ

ASSESSMENT OF WORKABILITY AND FAILURE RISK OF THE PIPELINE WITH CRACK-LIKE DEFECTS

Орест Білий

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

Fracture mechanics method for assessment of workability and fracture risk of pipelines with cracklike defects is proposed, which based on conception of threshold and critical crack depth and also taking into account of corrosion fatigue crack growth parameters. As an example, the damaged feeding pipelines of power-generating unit are considered Проблема забезпечення надійності та довговічності відповідальних конструкцій та обладнання теплоенергетичної галузі є актуальною для енергетики України. Слід зазначити, що на кінець 2000 року понад 95 % енергоблоків відпрацювали свій розрахунковий ресурс (100 тис. год), більше половини з них знаходяться в експлуатації понад 200 тис. год. До 2008 року частка устаткування з терміном експлуатації 30 і більше років складає близько 80 %. При цьому лімітація ресурсу пов'язана з основними елементами ТЕС, зокрема, з системами пароводяного тракту енергоблоків.

Для аналізу роботоздатності елементів пароводяного тракту важливою є оцінка можливого ризику руйнування трубопроводів, які знаходяться під дією пульсуючого тиску теплоносія (водного робочого середовища) на основі даних про типові тріщиноподібні дефекти, що виникають на їхніх внутрішніх поверхнях в експлуатаційних умовах.

Базою для цього є методи оцінювання корозійно-механічної пошкоджуваності експлуатованого металу елементів пароводяного тракту, розроблені за підходами механіки корозійного руйнування матеріалів. Основними параметрами для числових оцінок міцності та довговічності є характеристики циклічної тріщиностійкості матеріалів трубопроводів.

Досліджували метал елемента живильного трубопроводу з ТЕС (труба 526×50 мм), який експлуатувався впродовж 145 тис. год. Під час огляду внутрішньої поверхні труби виявлено, поряд із загальною корозією її внутрішньої поверхні, також зони локальної корозії та велику кількість пошкоджень типу корозійних боріздок, глибиною у декілька міліметрів, які розташовані паралельно до осі труби. Такі корозійні боріздки є особливо небезпечними, як ефективні концентратори механічних напружень, а відтак — потенційні місця зародження тріщиноподібних дефектів. Тріщиноподібний дефект у стінці трубопроводу моделюється півеліптичною тріщиною, а також обчислюються відповідні значення коефіцієнта інтенсивності напружень у вершині тріщини.

Запропоновано здійснювати оцінку корозійно-механічних дефектів тріщиноподібного типу за такими критеріями: критерієм порогової глибини, що пов'язаний з пороговими значеннями коефіцієнта інтенсивності напружень; критерієм приросту виявленого тріщиноподібного дефекту, тобто за оцінкою за деякою граничною швидкістю розвитку корозійно-втомної тріщини впродовж запланованого терміну експлуатації трубопроводу; критерієм критичного тріщиноподібного дефекту, тобто всі виявлені при діагностичному огляді дефекти глибиною, близькою до цього значення, є критично небезпечними.

Наведені експертні оцінки можливого ризику руйнування трубопроводів, які знаходяться під дією пульсуючого тиску теплоносія (водного робочого середовища), що здійснені на підставі вищеописаних критеріїв.На їхній основі для кожного розглянутого трубопроводу були побудовані спеціальні діаграми у координатах "характеристичні значення глибини тріщиноподібних дефектів форма дефекту".

ПРО МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРМОМЕХАНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ДЕФОРМІВНИХ ТЕРМОПРУЖНИХ СИСТЕМАХ З ВИКОРИСТАННЯМ ВАРІАЦІЙНОГО ТА ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ПІДХОДІВ

THE MATHEMATICAL MODEL OF THERMOMECHANICAL PROCESSES IN DEFORMABLE THERMOELASTIC SYSTEMS WITH TAKING INTO ACCOUNT VARIATIONAL AND THERMODYNAMICAL APPROACHES

Ярослав Бурак, Галина Мороз

Центр математичного моделювання Інституту прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАНУ, Україна, 79005, м. Львів, вул. Дж. Дудаєва, 15. The mathematical models for description of thermomechanical processes in deformable thermoelastic dissipative systems are proposed with taking into account the variational and thermodynamical approaches. On this basis the constitutive equations of the local thermodynamical state and description of dissipative processes are formulated. The obtained relation-ships are basic ones for formulation and solving of the corresponding initial-boundary value problems.

Для моделювання механічних і теплових процесів у термопружних системах використовують підходи і методи механіки деформівного твердого тіла та термодинаміки нерівноважних процесів [1, 5 — 7, 9 — 11]. Визначальні рівняння стану встановлюють на основі принципу про локальну термодинамічну рівновагу фізично малих підсистем. Сформульовані варіаційні принципи для задач термопружності є узагальненням варіаційних принципів Лагранжа і Кастильяно для ізотермічної теорії пружності [8].

При побудові математичних моделей нелінійної механіки пружних систем в ізотермічних умовах деформування можна ефективно використовувати також енергетичний підхід [2]. Тоді у простір параметрів локального стану (локальної ситуації), окрім тензора градієнта місця, додатково вводять вектор силового імпульсу — характеристику інерційного стану фізично малої підсистеми. Це дало можливість, зокрема, природно сформулювати варіаційну постановку крайових задач теорії пластин на основі повного функціонала Гамільтона [2]. Функціонал Гамільтона, за допомогою якого сформульовано варіаційну постановку крайових задач нелінійної термопружності, наведено в [3].

Енергетичний підхід до термодинамічного опису приповерхневих явищ у термопружних тілах і встановлення відповідного стаціонарного стану розглянуто в [4]. У розвиток отриманих результатів запропоновано послідовне поєднання як варіаційного (з використанням повного функціоналу Гамільтона) [3], так і термодинамічного (на основі принципу локальної термодинамічної рівноваги та мінімуму виникнення ентропії) [5, 7, 8] підходів до опису термомеханічних процесів у деформівних дисипативних системах. На цій основі отримано фізичні співвідношення локального термодинамічного стану й систему рівнянь для опису дисипативних процесів.

На першому етапі на основі повного енергетичного функціонала Гамільтона сформульовано варіаційну постановку крайових задач нелінійної термопружності. Отримано фізичні співвідношення та відповідні граничні умови. Сформульовано також достатні умови опуклості функціонала Гамільтона. Записана диференціальна 1-форма, яка є повним диференціалом для функції Гамільтона $H_0(T, \vec{p}, \vec{\nabla}_0 \otimes \vec{u})$. На другому етапі отримані на основі варіаційного підходу результати використовуються для локального термодинамічного опису системи. З використанням законів термодинаміки незворотніх процесів отримано визначальні співвідношення як для модельного опису локального термодинамічного стану, так і дисипативних процесів.

Отримані результати є вихідними для формулювання та розв'язування відповідних крайових задач термопружності з урахуванням дисипативних явищ.

1. Бурак Я. Й. Математична модель потенціального опису нелінійних пружних систем // Доповіді НАН України. — № 2. — 1995. — С. 41—49. 2. Бурак Я. И., Мороз Г. И. Вариационная постановка и исследование краевых задач нелинейной теории пластин с использованием энергетического подхода // РАН. Прикладная математика и механика. — Т. 67, вып. 6. — 2003. — С. 977—985. 3. Бурак Я., Мороз Г. Энергетический подход к формулированию краевых задач нелинейной термомеханики упругих систем // Прикладная механика. — 2005. — №9. — С. 52—59. 4. Бурак Я., Чапля Є. Про термодинамічні аспекти приповерхневих явищ у термопружних системах // Фізико-хім. мех. матер. — 2006. — Т. 42, №1. — С. 39—44. 5. Гиббс Дж. В. Термодинамика. Статистическая механика. — М.: Наука, 1982. — 584 с. 6. Гріффітс А. А. Явища розриву і течіння в твердих тілах // Фізико-хім. мех. матер. — 1993. — Т. 29, №3. — С. 13—42. 7. Де Гроот С., Мазур П. Неравновесная термодинамика. — М.: Мир, 1964. — 456 с. 8. Дьярмати И. Неравновесная термодинамика. Теория поля и вариационные принципы. — М.: Мир, 1974. — 304 с. 9. Лурье А. И. Нелинейная теория упругости. — М.: Наука, 1980. — 512 с. 10. Коваленко А. Д. Основы термоупругости. — К.: Наук. думка, 1970. — 309 с. 11. Подстригач Я. С., Швец Р. Н. Термоупругость тонких оболочек. — К.: Наук. думка, 1978. — 344 с.

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ВИРІЗАННЯ ДЛЯ АНАЛІЗУ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ШАРУВАТИХ СЕРЕДОВИЩ З ДОВІЛЬНО ОРІЄНТОВАНИМИ СТРІЧКОВИМИ НЕОДНОРІДНОСТЯМИ

USE OF A METHOD OF A CUTTING FOR ANALYSES OF STRESS STRAIN STATE FOR LAYERED ENVIRONMENTS WITH AN ARBITRARILY DIRECTED THIN INCLUSIONS

Кирил Васільєв¹, Георгій Сулим²

¹Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, Україна, 79060, м. Львів, вул. Наукова, 3-б; ²Львівський національний університет ім. Івана Франка, Україна, 79000, м. Львів, вул. Університетська 1.

The method of a cutting consists in modeling regional conditions (loaded and rigidly jammed edges) with the help of thin final and infinite incorporations – cracks and rigid inclusions. Due to this, instead of research of the limited body with inclusions under the regional conditions, given on its edges, the task for space with increased count of thin elastic incorporations is investigated. For application of a method of a cutting in practice, the task for elastic inclusion of an arbitrary direction in halfspace and strip was solved.

Метод вирізання полягає у моделюванні за допомогою тонкостінних скінченних і нескінченних стрічкових неоднорідностей (тріщин і абсолютно жорстких включень) крайових умов (навантажених чи жорстко защемлених країв) для двовимірних областей, обмежених прямими чи відрізками прямих. Завдяки цьому дослідження напружено-деформованого стану в обмеженому тілі, зокрема й такому, що містить всередині тонкі неоднорідності, при заданих на його межах крайових умовах зводиться до набагато простішої задачі теорії тонких включень для необмеженого тіла чи півпростору з незначно збільшеною кількістю тонких неоднорідностей.

Таблиця 1

K_{31}^{0+}									
α H_1	0	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{2}$				
10	1,0786	1,0743	1,0808	1,0927	1,1188				
20	1,0786	1,0749	1,0819	1,0949	1,1195				
30	1,0786	1,0750	1,0822	1,0950	1,1224				
Півпростір	1,0786	1,0751	1,0823	1,0955	1,1220				
K_{31}^{0-}									
10	1,0786	1,1162	1,1633	1,2481	1,4901				
20	1,0786	1,1168	1,1645	1,2528	1,5108				
30	1,0786	1,1170	1,1648	1,2530	1,4919				
Півпростір	1,0786	1,1170	1,1649	1,2536	1,4913				

Значення нормованого КІН $K_{31}^{0\pm}$ для тріщини, орієнтованої під кутом α у змодельованому півпросторі з вільним краєм для різної довжини моделюючого елемента

Раніше метод вирізання був апробований лише на прикладах задач шаруватих структур з тріщинами, паралельними до межі області, зокрема, півпростору та смуги. У цій праці метод

вирізування застосовується для визначення напружено-деформованого стану шаруватих структур з довільно орієнтованими тонкими включеннями з довільним модулем зсуву. Отримані результати зіставлені з даними, отриманими під час розв'язування аналогічних задач без використання методу вирізування. Отримано добру збіжність результатів, при цьому: застосування методу вирізування істотно спростило технологію побудови систем сингулярних інтегральних рівнянь задач; істотно зменшився час здійснення обчислень; якщо внутрішні тонкі стрічкові неоднорідності не є паралельними до межі поділу матеріалів чи межі області, то для збереження точності обчислень нормованого КІН $K_{31}^{0\pm}$ це вимагає істотного збільшення довжини неоднорідностей, які моделюють крайові умови.

Для прикладу у табл. 1 подано результати обчислення нормованого КІН $K_{31}^{0\pm} = K_{31}^{\pm}/(\tau \sqrt{\pi a})$ для навантаженої симетричними зусиллями τ тріщини завдовжки 2a з центром у (0; 1, 1a), орієнтованої під кутом α у півпросторі з ненавантаженою межею за допомогою методу вирізування. Тут $H_1 = a_1/a$, де a_1 — довжина моделюючого елемента. У рядках таблиці з написом "півпростір" подано результати безпосереднього розв'язування задачі без застосування методу вирізання.

ЗАЛЕЖНОСТІ МІЖ МЕХАНІЧНИМИ ВЛАСТИВОСТЯМИ СТАЛЕЙ НА ПОВІТРІ ТА У ВОДЕНЬМІСНИХ СЕРЕДОВИЩАХ

DEPENDENCES BETWEEN THE MECHANICAL PROPERTIES OF STEELS IN AIR AND IN HYDROGEN-CONTAINING ENVIRONMENTS

Віктор Вітвицький, Марія Бережницька

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Україна, 79601, м. Львів, МСП, вул. Наукова, 5. <u>vytvytskyi@ukr.net</u>

The experimental-analytical method for generalization of the diagrams of structural state tension and fatigue has been proposed. The method allows to obtain correlation between mechanical properties of 70 steels under static, low- and multicycle loading in gaseous high-pressure hydrogen and liquid hydrogen-containing environments, in particular in 3% NaCl and 3% NaCl+0,5% $CH_3COOH+H_2S$ aqueous solution.

Для створення нових матеріалів потрібно мати узагальнюючі кількісні залежності між службовими характеристиками і хімічним складом існуючих сталей і сплавів у широкому діапазоні їх зміни за різних умов експлуатації (види навантаження, середовища, вирізи тощо). Це дасть змогу сформувати основи реальної методології проектування сплавів і покривів з наперед заданими властивостями і скоротити обсяг вартісних експериментальних досліджень.

У доповіді запропоновано експериментально-аналітичний метод узагальнення діаграм структурного стану, розтягу та втоми. За ним: а) сумарну рівноважну фазотвірну здатність 14 основних легувальних елементів хімічного складу корозійнотривких хромистих та хромонікелевих сталей кількісно описують коефіцієнтом стабільності аустеніту A_{γ} , якого визначають за діаграмами Шефлера та Fe–Cr–Ni i Cr- i Ni-еквівалентами: б) в кореляційних рівняннях A_{γ} слугує коефіцієнтом зв'язку між механічними властивостями. Нижче подано деякі результати застосування запропонованого підходу.

Повітря. Статичні властивості. Встановлено залежності між характеристиками короткочасної міцності та пластичності на повітрі 33 сталей у діапазоні $\sigma_{0,2} = 200...1115$ МПа. Визначено кореляції, за якими за експериментальними значеннями $\sigma_{0,2}$ розраховують σ_B , δ , ψ . Кожна залежність відповідає певному інтервалу змін $\sigma_{0,2}$ (групі міцності), в якому домінує певний механізм зміцнення. У складі першої групи найменшої міцності — сталі з 200 МПа $\leq \sigma_{0,2} \leq 330$ МПа в стані гомогенного розчину за-

міщення. У другій групі — матеріали з 380 МПа $\leq \sigma_{0,2} \leq 600$ МПа, леговані елементами заміщення та зміцнені в основному розчинним азотом як елементом впровадження. У третій — $\sigma_{0,2} \geq 700$ МПа — економнолеговані корозійнотривкі Fe–Ni-сплави з помірним (<10 ÷ 20 %) вмістом других фаз, а також сталі з карбідним та інтерметалідним зміцненням та маловуглецеві мартенситностаркі.

На хід залежностей не впливає зміна властивостей сталей термообробленням або легуванням. Розбіжність між розрахунком і експериментом не перевищує 10 %. Визначено та дано кількісну оцінку ролі механічного та фазно-структурного чинників у характері зв'язку. У кореляціях між силовими показниками однорідного деформування $\sigma_{0,2}$ і σ_B вплив обох чинників — сумірний. Під час визначення показників, відповідальних і за рівномірну і за локалізовану деформацію (δ , ψ), роль структурного чинника важливіша. Коли внесок локалізованої деформації у значення показника є основним (ψ), вона найбільша.

Повітря. Втома. Аналітично узагальнено літературні дані за 48-ми матеріалами (вуглецевих, вуглецевих легованих, чорних та корозійностійких хромистих та хромонікелевих сталей і сплавів) різної міцності та структури за короткочасного і втомного навантаження в діапазоні $\sigma_B = 450...2370$ МПа та $\sigma_{-1} = 157...710$ МПа. Встановлено залежності між межема міцності і втоми за розтягу та згину з коефіцієнтами кореляції R > 0,96. Зміна механічних властивостей термообробленням (15 варіантів) не впливає на хід залежностей і точність розрахованих значень втомних характеристик. Різниця розбіжностей між фактом і розрахунком за найефективнішим відомим і запропонованими рівняннями становить: середніх — 2 рази, середньоквадратичних — 2,5 рази.

В усіх випадках внесок фазно-структурного чинника в кореляції переважаючий і зростає з переходом від обертового чи плоского згину до розтягу. При обертовому та плоскому згині поведінка зразків різних діаметрів апроксимується одною залежністю. Для зменшення похибки у матеріалів з σ_B < 1400 МПа та з σ_B >1400 МПа — власні криві. Встановлено зв'язок між межами втоми за розтягу та згину залежно від тимчасового опору та хімічного складу матеріалів.

Водень та воденьмісні середовища. На основі власних та літературних експериментальних даних встановлено кореляційні залежності між статичними властивостями матеріалів на повітрі і властивостями за мало-, багатоциклової та статичної втоми у газоподібному водні та рідких воденьмісних середовищах, зокрема, у 3 % водному розчині NaCl і 3 % водному розчині NaCl+0,5 % СH₃COOH+H₂S. Для уніфікованої оцінки впливу середовищ на службові характеристики використовували коефіцієнт β_i , який визначається співвідношенням значень конкретних показників у середовищі і на повітрі.

Зі сторони аргументу застосовано єдиний механічний параметр, який враховує спільну для всіх розглянутих випадків специфіку пошкодженості та руйнування. Основною характерною особливістю тут є локалізація деформаційних процесів. Опірність локалізації пошкод, як така, контролюється здатністю матеріалу до рівномірної пластичної деформації. Якщо вона більша, то вища опірність. Цю здатність за статичного розтягу кількісно оцінено енергетичним параметром H_0/H_{np} , де $H_0 = 0.5(S_B + \sigma_{0,2})\ln(1 + \delta_p)$ — загальне енергопоглинання за рівномірного розтягу; $H_{np} \approx \sigma_{0,2}\ln(1 + \delta_p)$ — робота пружних сил за істинною діаграмою розтягу (лінійна апроксимація); $S_B = \sigma_B (1 + \delta_p)$ — дійсний

тимчасовий опір; δ_p — рівномірне видовження. Звідси $H_0/H_{np} = \frac{1}{2} (S_B/\sigma_{0,2} + 1)$.

Таким чином, одним методичним підходом отримано узагальнюючі аналітичні залежності між вихідними механічними властивостями сталей та їхніми службовими характеристиками за різних навантажень в агресивних середовищах, зокрема: а) коефіцієнтом впливу водню високого тиску на малоциклову втому (15 сталей); б) коефіцієнтом впливу 3 % водного розчину NaCl намежу втоми (26 сталей); у зразків різних діаметрів окремі залежності; в) пороговим напруженням розтріскування (9 сталей) у сірководневому середовищі. Вплив A_{γ} кількісно і якісно різниться залежно від виду навантаження і воденьмісного середовища. Його роль в опірності водню та сірководню на степінь вища, ніж за корозійної втоми. При цьому в сірководні спостерігається інверсія дії фазного чинника. У всіх випадках внесок останнього в кореляції суттєвіший, ніж роль механічного чинника. З огляду на важливість вкладу у роботоздатність матеріалів хром- та нікельеквіалентів елементів хімічного складу, тобто їхньго впливу на тип кристалічної гратки сплавів заліза, встановлено кореляції ферито- та аустенітотвірної здатності елементів з їх фізичними властивостями. Відомі роботи по теорії структур сплавів на основі Fe, Ni, Co i т. д. знаходяться на етапі, що передує розробленню фізичних моделей, за якими хоча б якісно узгоджувався комплекс розмірних, електронних, термодинамічних властивостей елементів та їх поведінки в складі сплавів. Для елементів, що утворюють з Fe розчини заміщення, в роботі запропоновано емпіричний електротермічний показник фазотвірної здатності, що є добутком електровід'ємності та суми температур плавлення та випаровування елементів, віднесених до одиничної кількості речовини. Відношення електротермічних показників Cr, Si, Ti, Mo, Nb, W, V, Al, Ni, Co, Mn,Cu до такого для Fe змінюється симбатно з Cr- i Ni-еквівалентами цих елементів.

Отримані дані свідчать про методологічну ефективність запропонованого підходу до врахування фазно-структурного стану матеріалів при оцінці і прогнозуванні їхньої працездатності.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОПИСУ ТЕРМОМЕХАНІЧНОЇ ПОВЕДІНКИ В'ЯЗКОПРУЖНИХ ТІЛ ОБЕРТАННЯ ПРИ ОХОЛОДЖЕННІ

MATHEMATICAL MODEL FOR DESCRIPTION OF THERMOMECHANICAL BEHAVIOUR OF VISCOELASTIC BODIES OF ROTATION DURING COOLING

Олександр Гачкевич¹, Євген Ірза¹, Зигмунт Касперський²

Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, Україна, 79060, м. Львів, вул. Наукова, 3-Б; ² Політехніка Опольська, Польща, 45-036, м. Ополє, вул. Любошицька, 3.

A technique for modelling the thermomechanical behaviour of viscoelastic bodies of rotation during cooling from high temperatures and algorithms for definition of thermal strains are proposed.

Запропоновані методика математичного моделювання термомеханічної поведінки в'язкопружних тіл обертання при охолодженні від високих температур і алгоритми визначення температурних деформацій і напружень.

Розглядається скляне тіло обертання, яке займає область Ω евклідового простору R^3 і обмежене неперервною за Ліпшицем поверхнею Г. Воно віднесене до циліндричної системи координат *Огф*г. Приймаємо, що на частині (Γ_u) поверхні тіла Г задані переміщення $\overline{u} = (u_r^0, u_z^0)$, а на частині (Γ_{σ}) — силове навантаження, яке характеризується вектором $\overline{p} = (p_r, p_z), (\Gamma_u \cup \Gamma_{\sigma} = \Gamma).$

Тіло з початковою температурою $t_0(r,z)$ охолоджується до кінцевого стану з максимальною температурою t_k зовнішнім середовищем з температурою $t_c(\tau)$ через частину поверхні $\Gamma_t((r,z) \in \Gamma_t)$, тепловим потоком $q(r,z,\tau)$ через частину поверхні Γ_q , $((r,z) \in \Gamma_q; \Gamma_t \cup \Gamma_q = \Gamma)$, а також розподіленими джерелами тепла потужності $Q(r,z,\tau)$, $(r,z) \in \Omega$.

Температурне поле в тілі описується рівнянням теплопровідності

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(rk\frac{\partial t}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k\frac{\partial t}{\partial z}\right) + Q = c\rho\frac{\partial t}{\partial \tau}$$

при таких початковій і граничних умовах:
$$t(r,z,0) = t_0(r,z); \left[k \left(\frac{\partial t}{\partial r} n_r + \frac{\partial t}{\partial z} n_z \right) + \alpha (t - t_c) \right]_{\Gamma_t} = 0; \left[k \left(\frac{\partial t}{\partial r} n_r + \frac{\partial t}{\partial z} n_z \right) + q \right]_{\Gamma_q} = 0$$

Тут k — коефіцієнт теплопровідності; c — питома теплоємність; ρ — густина; α — коефіцієнт тепловіддачі; n_r, n_z — компоненти зовнішньої нормалі до поверхні тіла.

Зв'язок між компонентами тензора напружень і тензора деформацій приймаємо у вигляді:

$$\tilde{\boldsymbol{\sigma}}_{ij} = 2\eta \frac{d\boldsymbol{\varepsilon}_{ij}}{d\tau} \quad npu \quad \left(t \ge t_g\right) \quad , \quad \tilde{\boldsymbol{\sigma}}_{ij} = 2G\tilde{\boldsymbol{\varepsilon}}_{ij} \qquad npu \quad \left(t < t_g\right), \quad \boldsymbol{\sigma}_0 = 3K_0\left(\boldsymbol{\varepsilon}_0 - \boldsymbol{\varepsilon}_t\right),$$

де $\tilde{\sigma}_{ij}$ — компоненти девіатора напружень; $\tilde{\epsilon}_{ij}$ — компоненти девіатора деформацій; σ_0 — шаровий тензор напружень; ϵ_0 — шаровий тензор деформацій; ϵ_t — тензор температурної деформації; η — динамічна в'язкість при зсуві; G — модуль пружності при зсуві; K_0 — модуль об'ємного стиску; t_g — температура склування.

В області $\overline{\Omega}$ повинні виконуватись також рівняння рівноваги і механічні граничні умови:

$$\frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{zr}}{\partial z} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\varphi\varphi}}{r} = 0, \quad \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{rz}}{r} = 0;$$
$$n_r \sigma_{rr} + n_z \sigma_{zr} - p_r = 0, \quad n_r \sigma_{rz} + n_z \sigma_{zz} - p_z = 0 \text{ Ha } \Gamma_{\sigma}; \quad u_r = u_r^0, \quad u_z = u_z^0 \text{ Ha } \Gamma_u.$$

Обмежимося випадком малих деформацій. При цьому зв'язок між компонентами тензора деформацій і компонентами вектора переміщень буде таким:

$$\varepsilon_{rr} = \frac{\partial u_r}{\partial r}$$
, $\varepsilon_{\varphi\varphi} = \frac{u_r}{r}$, $\varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial z}$, $\varepsilon_{rz} = \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r}$

Математичну модель опису механічної поведінки тіла при термообробленні сформульовано в квазістатичній постановці і в переміщеннях. Наведені залежності складають повну систему співвідношень для визначення температурного поля, компонент вектора переміщень, компонент тензорів деформацій і напружень при заданих температурі навколишнього середовища t_c , тепловому потоці q, зовнішньому силовому навантаженні \overline{p} і потужності внутрішніх джерел тепла Q.

Оскільки геометрична конфігурація тіла часто складна і система розглянутих диференційних рівнянь нелінійна, для розв'язання використали метод зважених нев'язок у поєднанні з методом скінченних елементів, що дає можливість отримати ефективні наближені розв'язки вище сформульованих задач.

Алгоритм розв'язання цих задач включає: розбиття області, яку займає тіло, на елементи; апроксимацію невідомих функцій на елементі розбиття; отримання на цій основі системи алгебричних рівнянь відносно значень невідомих функцій у вузлах елементів і алгоритм розв'язання цієї системи.

При цьому системи диференціальних рівнянь піддаються просторово-часовій дискретизації і зводяться до сисиеми нелінійних алгебричних рівнянь, які можна записати у вигляді:

$$\begin{bmatrix} K_T \end{bmatrix} \{T\} = \{F_T\}, \qquad \begin{bmatrix} K_{U,T} \end{bmatrix} \{U\} = \{F_{U,T}\}.$$

Тут $[K_T]$, $[K_{U,T}]$ — відповідні матриці жорсткості; $\{F_T\}$, $\{F_{U,T}\}$ — вектори навантаження. Нелінійні системи алгебричних рівнянь розв'язуються за допомогою методу простої ітерації. З використанням запропонованої методики знайдені напруження в скляному порожнистому циліндрі з початковою температурою, яка є вищою від температури склування. Циліндр охолоджується зовнішнім середовищем конвективним способом до натуральної температури. Проведено порівняльний аналіз отриманих за цією моделлю результатів з існуючими в літературі результатами на інших моделях.

Запропонована числова методика дає можливість розв'язати широкий клас задач, пов'язаних із дослідженням залишкових напружень в скляних тілах, які виникають при теплових процесах.

РОЗКЛИНЮВАННЯ КРАЙОВОЇ ТРІЩИНИ ТОНКИМ ПРУЖНИМ КЛИНОМ

UNWEDGE OF REGIONAL CRACK BY THIN RESILIENT WEDGE

Павло Горбач

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Україна, 79053, м. Львів, ГСП, вул. Наукова,5.

Untied task about shimings of body with a crack by a thin resilient wedge. At untiing of the system integral-differential equation, the Chebish method of ortogonal polynomials was used There is swift growth of coefficients of intensity of tensions with approaching a wedge to the top of crack.

Розглянемо пружну ізотропну півплощину, що містить тріщину вздовж відрізка $x \le l$. Крайова тріщина розкривається тонким пружним включенням з гладкою випуклою поверхнею (рис. 1).

Між включенням і берегами тріщини виконуються умови гладкого контакту (дотичні напруження рівні нулю) на проміжку $x \le l_0$. Фізико-механічні властивості матеріалу включення виражаємо сукупністю неперервно розподілених стержнів висотою 2h(x) із модулем Юнга E_1 . Тоді напруження у включенні, а, отже, і в області контакту матеріалів, можна виразити таким співвідношенням [1]:



Рис.1. Схематичне зображення крайової тріщини, що розкривається пружним клином

$$\sigma_y = -\left(1 - \frac{u_y}{h}\right) E_1, \quad \sigma_{xy} = 0 \quad x \le l_0.$$
⁽¹⁾

Поверхня тріщини поза контактом вільна від напружень:

$$\sigma_{y} = 0, \quad \sigma_{xy} = 0 \qquad l_{a} \le x \le l \tag{2}$$

Крайова задача для розрізу вздовж *x* ≤ *l* , на якому задані умови (1), (2), зводиться до сингулярного інтегро-диференціального рівняння Прандтля:

$$\int_{-l}^{l} u_{y}(t) \left[\frac{1}{t-x} + \frac{x^{2} - t^{2} + 4tx}{(t+x)^{3}} \right] dt + 2\pi c E_{1}(1 - \frac{u_{y}(x)}{h(x)}) H(l_{0} - x) = 0.$$
(3)

Тут H(x) — функція Гевісайда; $c = E^{-1}$ — у випадку плоского напруженого стану і $c = (1 - v^2)E^{-1}$ — у випадку плоскої деформації; E, v — модуль Юнга та коефіцієнт Пуасона основного матеріалу. Довжина зони контакту l_0 у випадках заокруглених кінців включення встановлюється з умови обмеженості напружень у точках $x = l_0$.

Розв'язування інтегрального рівняння (3) в загальному випадку можна здійснити чисельно, зокрема, з використанням методу механічних квадратур [2]. Результати числового аналізу вказаним методом для випадку включення сталої товщини 2*h* наведені на рис. 2 — рис. 4.



Рис.2. Вплив розмірів клина на коефіцієнти інтенсивності напружень



Рис. 3. Залежність коефіцієнтів інтенсивності напружень від розміру зони контакту матеріалів та жорсткості клина



Рис. 4. Вплив жорсткості клина ($\epsilon_1 = E_1 / E$) на коефіцієнти інтенсивності напружень

Стрімкий ріст коефіцієнтів інтенсивності напружень спостерігається з наближенням клина до вершини тріщини. Як видно з рис. 4, жорсткість клина, починаючи зі значень $E_1 / E = 0,2$ практично не впливає на рівень коефіцієнтів інтенсивності напружень.

1. Силованюк В.П. Руйнування попередньо напружених і трансверсально-ізотропних тіл із дефектами. — Л.: Національна академія наук України. Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка, 2000. — 300 с. 2. Панасюк В.В., Саврук М.П. Дацышин А.П. Распределение напряжений около трещин в пластинах и оболочках. 1976. — 442 с. 3. Баренблатт Г.И., Черепанов Г.П. О расклинивании хрупкого тела // Прикл. математика и механика. — 1960. — 24, №4. — С. 666—682.

ПРО МОДЕЛЬ ПЛАСТИЧНОЇ ЗОНИ ПЕРЕДРУЙНУВАННЯ В КІНЦІ МІЖФАЗНОЇ ТРІЩИНИ З ГЛАДКИМ КОНТАКТОМ БЕРЕГІВ

ON THE MODEL OF THE PLASTIC PREFRACTURE ZONE AT THE END OF THE INTERFACIAL CRACK WITH SMOOTH CONTACT OF THE LIPS

Михайло Дудик¹, Валерій Дякон², Анатолій Красільніков¹

¹Уманський державний педагогічний університет, Україна, 20300, Черкаська обл., м. Умань, вул. Садова, 2; ²Уманський відокремлений підрозділ Європейського університету, Україна, 20300, Черкаська обл., м. Умань, вул. Шевченка, 15-А.

The calculation of the initial plastic prefracture zone near the end of the interfacial crack with smooth contact between the crack lips in piece-homogeneous isotropic body under plane strain by the Wiener-Hopf method is carried out. The prefracture zone is modelled by the slip line emerging from the end of the crack at the angle to interface. The various criteria of the choice of the prefracture zone direction are investigated.

Розв'язок задачі теорії пружності для кусково-однорідного тіла з тріщиною, розташованою на межі поділу середовищ, отриманий вперше М. Вільямсом, виявив просторові осциляції напружень і зміщень, які з наближенням до вершини тріщини приводять до фізично некоректного взаємного перекриття берегів і нескінченої кількості зміни знаків напружень. Для розв'язання цієї проблеми М.Комніноу була запропонована модель, згідно з якою в кінці тріщини виникає область контакту берегів, що усуває вказані осциляції. Проте при цьому зберігається концентрація напружень у вершині тріщини, яка повинна приводити до виникнення і розвитку в її околі зони передруйнування.

У роботі досліджено початковий етап розвитку зони передруйнування у пружно-пластичному тілі, коли її розмір набагато менший за довжину контактної зони. У відповідності з гіпотезою локалізації пластична зона передруйнування моделюється лінією розриву дотичного зміщення, на якій дотичне напруження дорівнює межі текучості при зсуві матеріалу, в якому вона розвивається. Лінія розриву виходить з вершини під певним кутом до межі поділу. Тріщина з контактуючими без тертя берегами подається математичним розрізом, на якому допускається розрив дотичних зміщень. На нескінченості головні члени розвинень напружень в асимптотичні ряди збігаються з домінуючим поблизу вершини тріщини розв'язком аналогічної задачі без зони передруйнування, який містить довільну сталу, що характеризує інтенсивність зовнішнього поля і вважається заданою за умовою.

Із застосуванням інтегрального перетворення Меліна задача зведена до функціонального рівняння Вінера-Хопфа, точний розв'язок якого отримано за допомогою факторизації коефіцієнта рівняння на уявній осі за формулою Гахова і використання деяких положень теорії функцій комплексної змінної. З нього отримано трансцендентне рівняння для визначення показника степеня сингулярності напружень у кутовій точці і вирази для довжини пластичної зони та швидкості дисипації в ній енергії. Для визначення кута напряму поширення зони використані й порівнюються

такі критерії: максимум швидкості дисипації енергії; максимум довжини зони; максимум коефіцієнта інтенсивності напружень у кінці пластичної лінії розриву при прямуванні її довжини до нуля; максимум показника степеня сингулярності напружень у кінці тріщини після утворення зони.

Перші три критерії передбачають утворення пластичної зони на межі поділу середовищ, що відповідає також максимуму дотичного напруження поблизу вершини тріщини до виникнення зони, але суперечать експериментальним даним. Четвертий критерій для різних поєднань матеріалів призводить до кутів нахилу початкової пластичної зони в межах 70 — 75° і краще узгоджується з експериментом та аналогічними результатами Райса, Черепанова та інших дослідників для тріщини в однорідному середовищі, але не дає залежності кута від величини і характеру прикладеного навантаження. У зв'язку з цим передбачається потреба врахування тертя берегів тріщини у зоні контакту.

ТЕОРЕТИКО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИЙ ПІДХІД ДО ОЦІНКИ ВПЛИВУ ВОДНЮ НА ВТОМНЕ ПОШИРЕННЯ ТРІЩИН У МАТЕРІАЛАХ

THEORETICAL-EXPERIMENTAL CALCULATION MODEL OF FATIGUE CRACK GROWTH IN THE CONDITIONS OF HYDROGEN ENVIRONMENT

Ярослав Іваницький, Петро Кунь, Володимир Мочульський

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

The theoretical-experimental calculation model of fatigue crack growth in the conditions of hydrogen environment is offered. The regularities of exhausting of power supply of material at the cyclic loading and influence of hydrogen concentration on mechanical characteristics of this material at static destruction underlie in basis of model. The analytical dependences for determination of terms of elastic-plastic deformation of material near crack tip are determined within the framework of deformation approach in fracture mechanics. The effects of crack closing and load ratio of cycle are thus taken into account. Cooperation of various tendencies caused by the presence of certain concentration of hydrogen and their common influence on changing of rate of fatigue crack growth is obtained. Comparison of calculations values of rates of fatigue crack growth is conducted in different environments.

Актуальність водневої тематики в основному спричинена глобальними пошуками альтернативних джерел енергії. У цьому зв'язку зростає значення розроблення експериментальних методик дослідження впливу водню на фізико-механічні властивості конструкційних матеріалів та розвиток теоретичних моделей, які б дали можливість обґрунтувати емпіричні залежності, а також прогнозувати поведінку матеріалів в умовах циклічного навантаження та дії водневмісного середовища.

Відомо, що в цілому водень негативно впливає на експлуатаційні властивості матеріалів, призводячи до так званої водневої деградації. Однак з нечисленних експериментальних даних не можна певно стверджувати про якусь загальну якісно однозначну залежність механічних властивостей матеріалів від сконцентрованого в них водню. Хоча здебільшого говориться про зростання міцністних характеристик та зменшення характеристик пластичності матеріалу під впливом водневого середовища. Тому досі немає єдиного підходу у поясненні внутрішньої природи взаємодії водню з металами.

У цій праці запропонована розрахункова модель для оцінки впливу зовнішньої концентрації водню на втомне поширення тріщин у пружно-пластичному матеріалі. Враховано комплексну дію водню на зміну міцністних і деформаційних властивостей матеріалу при пружно-пластичному деформуванні та встановлено аналітичну залежність для опису втомного руйнування матеріалу у водні. При цьому немає потреби досліджувати механізм дифузії водню в зоні передруйнування, а лише враховується опосередкований вплив водню на зміну механічних характеристик матеріалу, які використовуються в розрахунковій моделі.

Залежність швидкості росту втомної тріщини від силових параметрів циклічного навантаження та властивостей матеріалу при зовнішній концентрації водню *C_H* зведена до такого вигляду:

$$v_H(\Delta K) = \frac{\pi}{4} \gamma_0 (1-R)^{-4} \cos^m \left(\frac{\pi}{2}R\right) \left(\frac{K_c(C_H)}{\sigma_0(C_H)}\right)^2 \frac{\left(\frac{\Delta K}{K_c(C_H)}\right)^4}{1-(1-R)^{-2} \left(\frac{\Delta K}{K_c(C_H)}\right)^2},$$

де γ_0, m — інтерполяційні параметри теоретичних досліджень розмаху пластичних деформацій у зоні передруйнування; $\Delta K, R$ — параметри умов навантажень (розмах коефіцієнта інтенсивності навантажень та асиметрія циклу навантаження); $\sigma_0(C_H), K_c(C_H)$ — експериментальні залежності впливу водню на властивості матеріалу при статичному навантаженні.

Отримана формула апробована на конкретному матеріалі (сталь 10X15H27T3B2MP) у нормальних умовах ($C_H = 0$) і за певної концентрації водню. Співставлення розрахункових результатів та експериментальних даних засвідчують про добру їх кореляцію на ділянці Періса втомної діаграми руйнування.

ВПЛИВ ВОДНЮ НА ДЕФОРМУВАННЯ ВУГЛЕЦЕВИХ СТАЛЕЙ ЗА СТАТИЧНОГО ТА ЦИКЛІЧНОГО НАВАНТАЖЕНЬ

THE INFLUENCE OF HYDROGEN ON DEFORMATION OF CARBON STEELS AT STATIC AND CYCLIC LOADING

Ярослав Іваницький, Степан Штаюра, Юрій Мольков

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

The approach to establishing the influence of hydrogen on stress-strain state of the material in the process zone near the crack tip and crack resistance characteristics under static and cyclic loading, using the method of digital image speckle correlations has been proposed. It is established, that hydrogen decrease crack resistance characteristics of researched steels: K_C – on 16 %; δ_C - on 25 %. Characteristics of durability increase on 15...20 % in comparison with air. Deformation of destruction under action of hydrogen at static loading decrease in 2...2,5 times, and at cyclic loading - in 2 times. The area of a plastic zone near the crack tip depends on crack distribution rate and goes down at the presence of hydrogen in 1,5...2,5 times. Hydrogen also decrease critical value of ΔK_{fc} on 20 %.

Водень, взаємодіючи з металами, порушує прогнозовану міцність та довговічність елементів конструкцій, що працюють під навантаженням. Це вимагає глибшого дослідження як позитивних, так і негативних процесів взаємодії водню з металами. Процеси пластичного деформування металу тісно пов'язані з видом напружено-деформованого стану (НДС). Разом з цим, механізм дії водню пов'язаний з пластичною деформацією матеріалу. НДС у вершині тріщини впливає на дифузійні процеси водню, а, отже, і на розвиток мікротріщин та макротріщин. Ці процеси взаємодії водню з металом відбуваються протягом усього часу дії навантаження на конструкцію.

Для оцінки ступеня водневої деградації матеріалу запропоновано підхід, який базується на аналізі впливу водню на НДС матеріалу із застосуванням методу спекл-кореляції за статичного і циклічного навантажень. Для коректності отриманих результатів та виключення суб'єктивного фактору впливу водню проведено комплекс досліджень з визначення механічних характеристик, характеристик тріщиностійкості сталі 08кп та сталі 09Г2С і пружно-пластичних деформацій у зоні передруйнування для статичного та циклічного навантаження. У доповіді наведено розроблені методики визначення НДС у пластинчатому зразку з тріщиною і у суцільному зразку при побудові діаграм **б** — є на основі застосування методу спекл-кореляції. У результаті досліджень встановлено вплив водню на механічні характеристики, характеристики тріщиностійкості та напружено-деформований стан у вершині тріщини.

Зокрема, встановлено, що водень знижує характеристику K_C сталей на 16...17 %, тоді як розкриття зменшується на 25...30 %. Характеристики міцності (σ_T , σ_B) сталі 08кп підвищуються на 15...20 % під дією водню, а характеристики пластичності (δ , ψ) — знижуються на 15...20 %. Для сталі 10 характеристики міцності практично не змінюються, а пластичність — зростає на 10...20 %.

Для досліджених вуглецевих пластичних сталей за статичного навантаження водень у 2...2,5 рази знижує деформацію руйнування порівняно з повітрям.

Встановлено, що за циклічних навантажень для сталі 08кп за швидкостей поширення тріщини, які відповідають середній ділянці КДВР, циклічна деформація ε_y біля вершини тріщини на повітрі у 2 рази більша, ніж у водні. За швидкостей поширення тріщини, які відповідають першій ділянці КДВР, довжина циклічної пластичної зони на продовженні тріщини на повітрі на 20 % більша, ніж у водні, а за швидкостей понад 5·10⁻⁸ м/цикл ця різниця становить 30 — 40 %.

Площа статичної пластичної зони на продовженні тріщини за швидкостей першої ділянки КДВР у повітрі в 2...2,5 рази більша, ніж у водні. За швидкостей, які відповідають другій ділянці КДВР, це співвідношення зменшується до 1,5...2 через вплив водню на локалізацію пластичних деформацій і зменшення питомої енергії руйнування.

КОНЦЕНТРАЦІЯ НАПРУЖЕНЬ БІЛЯ ВКЛЮЧЕНЬ, МАТЕРІАЛ ЯКИХ ІДЕАЛЬНО ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНИЙ

STRESS CONCENTRATION AT INCLUSIONS WITH IDEAL ELASTO - PLASTIC OF MATIRIAL

Наталія Івантишин

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Україна, 79053, м. Львів, МСП, вул. Наукова,5. <u>pminasu@ipm.lviv.ua</u>

The model of body with inclusion for description of stress-strain state in material yield strengthl deforming is proposed. The dependences of determination of stress concentration at elastic and elasto – plastic inclusions is proposed.

Розглядаємо ізотропну пружну пластину, що містить тонке еліптичне включення, обмежене гладкою поверхнею V. Матеріали матриці і включення знаходяться в ідеальному механічному контакті, тобто на поверхні включення V виконуються умови неперервності переміщень і напружень.

Введемо систему декартових координат x, y так, як зображено на рис. 1.



Рис. 1. Діаграма деформування ідеального пружно-пластичного матеріалу; ε_T деформація на межі текучості; σ_T — межа текучості Нехай до тіла прикладені сили розтягу або стиску в напрямі осі y, симетричні відносно серединної осі включення x. Якщо жорсткість включення менша або сумірна з жорсткістю основного матеріалу, то його фізико-механічні властивості можна виразити за допомогою сукупності вертикальних неперервно розміщених стержнів, довжина яких відповідає товщині включення h(x).

Нехай діаграма деформування гладкого зразка, виготовленого зматеріалу включення така, як зображено на рис. 1 тобто матеріал ідеально пружно-пластичний.

У цьому випадку за інтенсивності навантаження

$$p < \frac{\sigma_T^1 \left(1 + 2\beta\lambda\right)}{\lambda \left(1 + 2\beta\right)}$$

напружено-деформований стан включення і матриці визначається співвідношеннями [1]:

$$\varepsilon_{y} = \frac{p\left(1+2\beta\right)}{E\left(1+2\beta\lambda\right)},\tag{1}$$

$$\sigma_{y} = \frac{p(1+2\beta)}{1+2\beta\lambda}.$$
(2)

Тут σ_T – межа текучості матеріалу включення; $\lambda = E_1/E$; $\beta = a/b$; E, E_1 — модуль Юнга матриці і включення відповідно.

З ростом навантаження

$$p \ge p \ge \frac{\sigma_T (1+2\beta\lambda)}{\lambda (1+2\beta)}$$

реакція включення на зовнішні сили буде такою:

$$\sigma_{v} = \sigma_{T}, \quad \sigma_{xv} = 0.$$
(3)

Уявно, видаливши матеріал включення та замінивши його напруженнями згідно з (3), отримаємо рівняння для відповідного математичного розрізу, до берегів якого прикладені навантаження $\sigma_y = \sigma_T - p$, $\sigma_{xy} = 0$:

$$\int_{-a}^{a} \frac{u'(t)}{t-x} dt = \frac{2\pi c}{E} \left(\sigma_T^1 - p \right)$$

Його розв'язок має вигляд

$$u(x) = \frac{2\left(p - \sigma_T^1\right)}{E} c \sqrt{a^2 - x^2}.$$
(4)

Враховуючи, що деформація включення визначається як $\varepsilon_y = [u + u_0]/h$, з умови спільності деформацій включення та основного матеріалу в точках $x = \pm a$ на основі закону Гука (основний матеріал деформується пружно) отримані співвідношення для напружень в околі пружних і пружно-пластичних включень:

$$\sigma_{v} = p + 2\beta (p - \sigma_{T}) \quad . \tag{5}$$

На основі співвідношень (2), (5) побудовані криві, що відображають можливий діапазон концентрації напружень в околі цих включень (рис. 2). Криві 1 на графіках стосуються концентрації напружень, встановленої на основі лінійної пружної моделі включення. Криві 2 зображають концентрацію напружень, встановлену на основі запропонованої тут пружно-пластичної моделі включення при рівні зовнішніх сил p у два рази більших від зусиль, що викликають початок текучості матеріалу включення.



Рис. 2 Концентрація напружень в околі пружних і пружно-пластичних включень

Як можна бачити, концентрація напружень біля включень з пружно-пластичного матеріалу і пружного може істотно відрізнятися. Ця різниця зростає з ростом жорсткості включень (див. рис. 2) та зовнішнього навантаження, що викликає текучість матеріалу включень.

1. Панасюк В.В., Стадник М.М., Силованюк В.П. Концентрация напряжений в трехмерных телах с тонкими включениями. — К.: Наук. думка, 1986. — 215 с.

ВПЛИВ ТЕМПЕРАТУРИ ТА ЦИКЛІЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ НА ВОДНЕВУ ДЕГРАДАЦІЮ ЗАЛІЗОНІКЕЛЕВОГО СПЛАВУ

THE INFLUENCE OF CYCLIC DEFORMATION ON HYDROGEN DEGRADATION OF Fe-Ni ALLOY

Любомир Іваськевич, Орест Возничак

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

The exchange of mechanical properties of XH45METHO alloy after cyclic deformation with amplitude 1,6% and frequency 0,5 Hz in hydrogen under the pressure 35 MPa at temperature 293 and 823 K has been investigated. Positive influence of preliminary low-cycle loading in hydrogen on ultimate strength and plasticity of polished and oxided specimens are established. At 293 K relative elongation in hydrogen increase from 17-19 % (undeformed specimens) to 30-31 % (deformed for 20 % from low-cycle durability).

Для забезпечення надійності роботи багатьох виробів енергетичного та авіакосмічного машинобудування потрібно враховувати вплив змінних пружно-пластичних деформацій, високих температур і агресивних газових середовищ на механічні властивості матеріалів. Особливо важливою є оцінка ступеня водневої деградації, яка часто приводить до катастрофічного руйнування конструкцій.

Мета праці — дослідження закономірностей зміни характеристик міцності й пластичності сплаву ХН45МБТЮ у процесі малоциклового навантаження у водневій атмосфері.

Термічне оброблення матеріалу включало гартування від 1300 К після витримки протягом 1 год та східчасте старіння при 1023 К (10 год) і 923 К (10 год). Шліфовані та окислені плоскі зразки перерізом 2×6 мм і довжиною робочої частини 20 мм піддавали жорсткому чистому згину з частотою і амплітудою деформації відповідно 0,5 Гц і 1,6 %. Після напрацювання у водні тиском 35 МПа до рівнів 0,2; 0,4; 0,6 і 0,8 від межі малоциклової довговічності при 293 і 823 К визначали короткочасну міцність і пластичність зразків в аналогічних умовах за швидкості розтягу 0,1 мм/хв. Хімічний склад та механічні властивості недеформованих зразків приведені в табл. 1.

Окислення (повітря, 873 К, 2 год) приводить до деякого зміцнення зразків за практично незмінної пластичності, що, ймовірно, обумовлено достарюванням з виділенням дрібнодисперсної γ -фази типу (Ni)₃(Al,Ti,Nb). Вплив водню на механічні властивості сплаву проявляється в невеликому (на 8-10 %) зниженні границі короткочасної міцності та суттєвому (на 30-40 %) падінні відносного видовження та відносного поперечного звуження вихідних зразків, причому при 293 та 823 К окрихчення практично однакове (див. таблицю). Слід відмітити, що погіршення властивостей плоских зразків є дещо більшим, ніж циліндричних [1], тобто ступінь водневої деградації сплаву ХН45МБТЮ залежить від геометрії зразка.

Таблиця 1

Virgingur	Стан	Температура	$\sigma_{b,}$	σ _{0,2} ,	δ,	ψ,
лімічний склад	Поверхні	випробовування	MPa	MPa	%	%
C-0,005; Si-0,18; V-0,3;	IIIridopaua	293 К	1160/1050	690/700	30/17	33/20
Cr-14,5; Ni-44; Mo-1,8;	шліфована	823 К	890/850	590/570	21/13	23/15
Ti-1,67; Al-0,5; Nb-2,7;	Онизатана	293 К	1210/1100	700/690	30/19	28/18
S-0,005; P-0,008	Окислена	823 К	920/850	610/590	21/14	21/15

Хімічний склад і механічні властивості шліфованих та окислених зразків зі сплаву ХН45МБТЮ у гелії (чисельник) та у водні під тиском 35 МПа (знаменник)



Рис. 1. Вплив ступеня попереднього циклічного навантаження α (% від малоциклової довговічності) на межу короткочасної міцності σ_в (1,2) та відносне видовження δ (3,4) шліфованих (а) та окислених (б) зразків у водні під тиском 35 МПа при 293 (1,3) та 873 К (2,4)

Відомо [2], що у нейтральному середовищі процес малоциклової втоми включає три стадії: зміцнення зі зниженням пластичності (до 10 — 20 % від межі довговічності), стабілізації властивостей (до 40 — 60 %) та інтенсивного погіршення всіх механічних характеристик (понад 60 %).

При випробовуваннях у водні на короткочасний статичний розтяг після циклічного згину у водні невелике зміцнення зразків на першій стадії супроводжується істотним підвищенням пластичності (див. рис. 1). Так, при 293 К після деформування на 20 % від межі малоциклової довговічності (ГМЦД) відносне видовження зразків у водні становить 31 % (шліфовані зразки) та 30 % (окислені зразки), тобто досягає значень недеформованих зразків у гелії. Позитивний вплив циклічного згину виявлено за обох досліджених температур до рівня деформації 40 % від МЦД. За всіх умов попереднього навантаження властивості окислених зразків є вищими, ніж шліфованих. Різке розміцнення відбувається після 60 % циклів від ГМЦД для шліфованих та 80 % циклів — для окислених зразків.

Істотне збільшення механічних властивостей у водні на першій стадії малоциклової втоми обумовлене, на нашу думку, формуванням у процесі навантаження полігональної дислокаційної субструктури [1], характерної для матеріалів з високою енергією дефектів упакування, до яких належить сплав ХН45МБТЮ. Така структура дислокацій сприяє рівномірному розподілу напружень та водню, перешкоджає його транспортуванню та накопиченню на межах зерен з подальшим міжзеренним руйнуванням, яке є ознакою водневої деградації мартенситних і дисперсійно твердких аустенітних сталей та жароміцних нікелевих сплавів [2]. Раніше нами показано, що полігонізація субструктури дислокацій механічним або термомеханічним оброленням у нейтральному середовищі зменшує чутливість хромомарганцевонікелевих аустенітних сталей до дії водневої атмосфери та внутрішнього попередньо розчиненого водню [3]. Позитивний вплив попереднього циклічного навантаження у водні виявлено вперше, причому він є максимальним за кількості циклів 20 % від межі малоциклової довговічності, коли досягається висока густина дислокацій у стінках комірок та зменшуються їхні розміри [1].

1. Савчин Б.М. Исследование закономерностей изменения структуры и физико-механических свойств нержавеющих аустенитных сталей в процессе малоцикловых нагружений: Автореф. дис...канд. техн. наук. — Львов, 1979. — 21 с. 2. Ткачов В.І., Іваськевич Л.М., Витвицький В.І. Методичні аспекти визначення водневої тривкості сталей // Фіз.-хім. механіка матеріалів. — 2002. — №4. — С. 17—25. 3. Ткачов В.І., Іваськевич Л.М. Механічні властивості хромомарганцевих аустенітних сталей у середовищі водню // Фіз.-хім. механіка матеріалів. — 2002. — №4. — С. 17—25. 3. Ткачов В.І., Іваськевич Л.М. Механічні властивості хромомарганцевих аустенітних сталей у середовищі водню // Фіз.-хім. механіка матеріалів. — 1999. — №5. — С. 75—78.

СТАТИЧНА ТА ЦИКЛІЧНА ТРІЩИНОСТІЙКІСТЬ СТАЛІ 13X11H2B2MФ ЗА ПІДВИЩЕНИХ ТЕМПЕРАТУР ТА ТИСКІВ ВОДНЮ

STATIC AND CYCLIC CRACK RESISTANCE OF 13X11H2B2MΦ STEEL AT EVALUETED TEMPERATURE AND HYDROGEN PRESSURE

Любомир Іваськевич¹, Володимир Мочульський¹, Олег Голіян²

¹ Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Україна, 79601, м. Львів, вул. Наукова 5. ² Національний лісотехнічний університет України, Україна, 790, м. Львів, вул. Генерала Чупринки, 5.

The effect of gaseous hydrogen under the pressure 10 MPa and preliminary hydrogenation (673 K, 10 MPa, 10 h) on fracture toughness at strain rate 0,5 mm/min and cyclic crack resistance at frequencies 20 Hz and stress ratio by cycle R=0.22 of $13X11H2B2M\Phi$ steel at temperature range 293 ... 723 K has been investigated. The influence of experimental variables on the hydrogen embrittlement degree and fractographic peculiarities at hydrogen presence has been analyzed.

Підвищення надійності та довговічності конструкцій, схильних до руйнування шляхом поширення тріщин у газоподібному водні підвищених параметрів, можливе на основі встановлення характеристик тріщиностійкості матеріалів у цих умовах. Нами досліджено вплив газоподібного водню підвищених температур і тисків на тріщиностійкість сталі 13Х11Н2В2МФ за статичних та циклічних навантажень.

Сталь 13Х11H2B2MФ належить до класу мартенситних і експлуатується у водневомістких середовищах в інтервалі температур 20...823 К. Термічне оброблення приводить до утворення мартенситно-аустенітної неоднорідної структури, яка складається з відпущеного мартенситу, невеликої кількості залишкового аустеніту, розташованого у вигляді прошарків між пластинами мартенситу і на межах колишніх аустенітних зерен та дрібнодисперсних легованих карбідів $Me_{23}C_6$ та WC. Хімічний склад, режим термічного оброблення й механічні властивості сталей на повітрі й у водні під тиском 10 МПа за кімнатної температури наведені в табл. 1.

Коефіцієнт інтенсивності напружень за статичного навантаження K_c розраховували у відповідності до стандарту за максимальною силою F_c для лінійної діаграми "F - V" або за силою F_Q , визначеним з використанням 5 % січної, для нелінійних діаграм. У камері високого тиску в інтервалі тисків 0,4...30 МПа випробовували на позацентровий розтяг зі швидкістю 0,5 мм/хв прямокутні компактні зразки розмірами 50×60×20 мм.

Вплив водню на циклічну тріщиностійкість проводили за схемою триточкового згину балкового зразка розмірами 160×40×20 мм за частоти навантаження 20 Гц і коефіцієнта асиметрії циклу *R*=0,22.

Таблиця 1

85

	на повпр	п (чисельник)	та у во,	дні (зна	мснни	IK)				
Хімічний склад	Термічне о	броблення	Механічні властивості							
C-0,13, Si-0,60, Cr-11,5, Ni-1,6, Mo-0,45, W-1,93, V-0.24, Mn-0.63	Режим гартування (олива)	Режим відпуску (повітря)	σ _{ь,} МПа	σ _{0,2,} МПа	δ, %	ψ, %	<i>N</i> , циклів до руй- нування ε=1,6%	<i>К</i> _c , Мпа √м		
v = 0, 24, 1011 = 0, 03,	1283 К,	953К,	1010	870	17	59	1453	165		

2 год,

Режими термічного оброблення та механічні властивості сталей за кімнатної температури на повітрі (чисельник) та у водні (знаменник)

Для визначення впливу розчиненого внаслідок тривалої експлуатації конструкцій водню на властивості сталі частину зразків попередньо витримували протягом 10 год у водневій атмосфері під тиском 10 МПа за температури 673 К, що забезпечувало наскрізне насичення зразків до концентрації 32 мол/м³. Чутливість сталі до водневої деградації оцінювали за коефіцієнтом β_{K} , який визначали як відношення значень коефіцієнтів тріщиностійкості у водні й нейтральному середовищі ($\beta_{\kappa}=K_{H}/K_{sak}$).

1000

870

8

19

99



Рис. 1. Температурні залежності в'язкості руйнування K_c (1,2)(а), порогового значення ∆K_{th}(5,6) і критичного КІН K_{fc} (3,4) за багатоциклового навантаження (б) зразків із сталі 13Х11Н2В2МФ у вакуумі (1,3,5) та у водні під тиском 10 МПа після наводнення (673 К, 10 МПа, 10 год)

S-0,005, P-0,03

1 год,

Встановлено, що збільшення температури випробувань наводнених зразків у водні від 293 К до 483 К приводить до підвищення статичної тріщиностійкості K_c (див. рис. 1,а), а в інтервалі 483...723 К — до зниження характеристик K_c . Величина в'язкості руйнування K_c сталі у вакуумі знижується в усьому інтервалі температур 293...723 К.

За циклічних навантажень у водні мінімальні значення порогового коефіцієнт ΔK_{th} (рис. 1,б) отримано при температурі 593 К, а критичного КІН K_{fc} — при 293 К. Значення параметрів циклічної тріщиностійкості у водні та вакуумі залишаються практично однаковими в усьому дослідженому температурному інтервалі (див. рис. 1,б).



Рис. 2. Залежності коефіцієнта впливу водню під тиском 10 МПа β_Kна в'язкість руйнування K_c (1), порогові значення ΔK_{th}(2) та критичні значення КІН K_{fc} (3) попередньо наводнених (673 K, 10 МПа, 10 год) зразків

Максимальне водневе окрихчення сталі відбувається при температурі 293 К (рис. 3). Найчутливіша до дії водню статична тріщиностійкість K_c (знижується на 50 %). Менший вплив водню на параметри циклічної тріщиностійкості — пороговий коефіцієнт ΔK_{th} та критичний КІН K_f , зниження яких склало відповідно 28 і 47 %. В інтервалі температур 483...723 К характеристика в'язкості руйнування K_c ($\beta_k=0.96$ — 0.98) сталі нечутлива до дії водню. З ростом температури від 483 до 723 К вплив водню на параметри циклічної тріщиностійкості пороговий коефіцієнт ΔK_{th} ($\beta_k=0.70$) і критичний КІН K_f ($\beta_K=0.67$ — 0.58) істотно не змінюється.

За випробувань на статичну тріщиностійкість в інтервалі температур 293...483 К спостерігається різниця у морфології зламу, викликана дією водню. У вершині тріщини водень сприяє утворенню мікропор, їх коалесценції з наступним ростом і руйнуванням квазісколом по міжфазних поверхнях поділу. Мікролокальними осередками руйнування у водні за випробувань на статичну тріщиностійкість є межі мартенситних пакетів і острівкового аустеніту, тобто, місця локалізації мікронапружень, пластичних деформацій.

ДЕЯКІ ПРОБЛЕМИ ОЦІНКИ ТРІЩИНОСТІЙКОСТІ ЛОПАТОК ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО НАСОСА ПРИ ДИНАМІЧНИХ ДІЯХ

SOME PROBLEMS OF ESTIMATION OF CRACK GROWTH RESISTANCE OF CIRCULATION PUMP BLADES AT DYNAMIC INFLUENCES

Ольга Кедровська, Михайло Смірнов

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Україна, 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21. The model of driving wheel of main circulation pump, which will allow adequately to take into account the technological defects of construction, is offered in this work. The created model will allow to estimate the deformed state and also crack growth resistance of constructions at the dynamic loadings.

Виробництво спеціального насосного устаткування для енергоблоків атомних електростанцій здійснюється в спеціалізованих цехах, які оснащені найсучаснішим устаткуванням і мають могутню випробувальну базу. Устаткування виготовляється в повній відповідності з вимогами і правилами Держатоменергонадзору України і проходить жорсткий технічний контроль. При сучасних рівнях безпеки, що ставляться до устаткування атомних електростанцій, всі елементи головного циркуляційного насоса перевіряються численними випробуваннями і натурними експериментами. Але не дивлячись на це, потрібно проводити розрахунки елементів конструкції на міцність і теоретично обґрунтовувати результати експериментів.

Розглядається один з найвідповідальніших вузлів циркуляційного насоса — робоче колесо, що складається з основного й покривного дисків і лопаток. При проведенні експериментів було встановлено, що через технологічні обмеження поверхня з'єднання лопатки з диском зварюється не повністю, а залишається непровар, який може впливати на картину напружено-деформованого стану колеса насоса. Тому була створена тривимірна скінченноелементна модель робочого колеса циркуляційні насоса ГЦН-195М з використанням ізопараметричного скінченного елемента SOLID95, що дає можливість врахувати умову непровару в місцях з'єднання лопаток з дисками.

Геометрична модель робочого колеса була побудована засобами графічного програмного комплексу SolidWorks. З метою проведення складного статичного і динамічного розрахунку складної геометрії експортували створену геометричну модель в ANSYS. Була перевірена відповідність нової моделі і початкової. Щоб пришвидшити розрахунки і зменшити розмірності задач, була використана циклічна симетрія конструкції. Був виділений сектор циклічної симетрії, проведені розрахунки і порівняльний аналіз результатів для сектора і повної моделі з метою обґрунтування використання циклічної симетрії. Технологічний дефект моделювався так: поверхня з'єднання лопатки з диском розбивалася на три поверхні. Крайні смуги-поверхні загальні для диска і лопатки (ці поверхні вважаються звареними разом), середні ж смуги об'єму лопатки і об'єму диска для кожного своя, в середній поверхні об'єми не з'єднані один з одним, що і є моделлю непровару. Шляхом проведення серії тестових розрахунків при різній густині скінченноелементних сіток упевнилися в правильності отриманих циклічно-симетричних моделей, що враховують і не враховують непровар.

Розроблена модель робочого колеса циркуляційного насоса ГЦН-195М, яка дає змогу адекватно врахувати умову непровару в місцях з'єднання лопаток з основним і покриваючим дисками. В ході роботи були створені декілька моделей початкової конструкції: повна, циклічно-симетрична без врахування непровару, циклічно-симетрична з врахуванням непровару. Аналіз результатів розрахунків підтвердив адекватність створених моделей і їхню придатність для аналізу тріщиностійкості конструкції з реальними навантаженнями і оцінки розвитку тріщини в місцях непровару.

Проведені числові дослідження показали, що наявність цих дефектів впливає на НДС робочого колеса. Коефіцієнт концентрації напружень для дослідженого дефекту змінювався в межах від 81,3 МПа для моделі без урахування дефекту до 108 МПа для моделі з урахуванням дефекту. Розроблена скінченноелементна модель може ефективно використовуватися для діагностики працездатного стану й оцінки міцності робочих коліс циркуляційних насосів на основі даних дефектоскопічного контролю, проведеного в експлуатаційних умовах.

ПРО ПОВЕДІНКУ НАПРУЖЕНЬ БІЛЯ КІНЦІВ ТРІЩИНИ У КУТОВІЙ ТОЧЦІ МЕЖІ ПОДІЛУ СЕРЕДОВИЩ

ON THE STRESS BEHAVIOUR NEAR THE TIPS OF THE CRACK AT THE CORNER POINT OF THE INTERFACE OF MEDIA

Леонід Кіпніс, Геннадій Хазін, Віра Колмакова

Уманський державний педагогічний університет ім. П. Тичини, Україна, 20300, Черкаська обл., м. Умань, вул. Садова, 2.

The plane static symmetrical problem of the theory of elasticity for the crack at the corner point of the interface of two isotropic media is considered. The solution of the problem is constructed by the Wiener-Hopf method. The stress behaviour near the tips of the crack is investigated.

Розглянуто плоску статичну симетричну задачу теорії пружності для кусково-однорідної ізотропної площини з межею поділу середовищ у формі сторін кута, яка містить тріщину скінченної довжини, що виходить з кутової точки. На нескінченності реалізується асимптотика, яка є розв'язком аналогічної задачі без тріщини, що породжується єдиним на інтервалі]–1;0[коренем її характеристичного рівняння. Довільна стала, яка входить у цей розв'язок, вважається заданою. Вона характеризує інтенсивність зовнішнього поля і повинна визначатись з розв'язку зовнішньої задачі.

З використанням апарату інтегрального перетворення Меліна задача зводиться до функціонального рівняння Вінера-Хопфа у смузі комплексної площини, що містить уявну вісь. Будується точний розв'язок функціонального рівняння, який виражається через інтеграли типу Коші і гамма-функції. При цьому факторизація коефіцієнта рівняння на уявній осі здійснюється шляхом його розщеплення на функцію, що елементарно факторизується за допомогою гамма-функцій, і функцію, що факторизується за формулою Гахова. На основі розв'язку рівняння Вінера-Хопфа виводиться формула для коефіцієнта інтенсивності напружень у кінці тріщини. Досліджується на стійкість рівновагу тріщини.

Досліджено поведінку напружень біля кутової точки крайової задачі теорії пружності. Показано, що ця точка є концентратором напружень зі степеневою особливістю. Показник степеня сингулярності напружень залежить від кута, відношення модулів Юнга та від коефіцієнтів Пуасона. Цей показник є найменшим на інтервалі] – 1;0[коренем певного трансцендентного рівняння.

Якщо відношення e_0 модуля Юнга матеріалу з тріщиною до модуля Юнга матеріалу без тріщини менше за одиницю (вважається, що коефіцієнти Пуасона дорівнюють 0,3), то при зростанні кута між тріщиною і межею поділу середовищ концентрація напружень біля кутової точки спочатку послаблюється, а потім посилюється. При цьому значення кута, для якого концентрація напружень буде найменшою, належить інтервалу від 80 до 90° і збільшується зі збільшенням e_0 .

Якщо $e_0 > 1$, то при зростанні кута концентрація напружень біля кутової точки спочатку посилюється, а потім послаблюється. При цьому значення кута, для якого концентрація напружень буде найбільшою, належить інтервалу від 90 до 110° і збільшується зі збільшенням e_0 .

Якщо кут прямує до нуля чи до 180°, показник степеня сингулярності напружень прямує до - 0,5. Зі збільшенням e_0 концентрація напружень біля кутової точки посилюється.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОЛІВ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ВНАСЛІДОК ЇХ ДИСИПАТИВНОГО РОЗІГРІВУ ПРИ ЦИКЛІЧНОМУ ДЕФОРМУВАННІ

MATHEMATICAL MODEL OF THE TEMPERATURE FIELD IN THE ELEMENTS OF CONSTRUCTIONS DUE TO DISSIPATION GENERATED BY CYCLIC DEFORMATION

Вікторія Клим

Дніпропетровський національний університет, Україна, 49050, м. Дніпропетровськ, проспект Гагаріна, 72. The analytical solution of non-linear non-stationary heat conduction problem for a rod under highcyclic loading is obtained.

Розвиток сучасної енергетики супроводжується високим тепловим навантаженням елементів конструкцій. Зміна теплового стану може бути викликана як зовнішнім, так і внутрішнім впливом різних факторів. Так при високочастотному циклічному деформуванні відбувається перетворення частини енергії деформування в тепло — так званий дисипативний розігрів елементів конструкцій. Цей факт призводить до небажаних змін у фізико-механічних властивостях конструкційного матеріалу (тепло- і температуропровідність, коефіцієнти лінійного розширення і поперечної деформації, межа пружності і т. д.), втрати стійкості окремих зон елементів конструкції, а внаслідок цього і працездатності конструкції в цілому. Тому, з метою вибору раціональних режимів роботи і вірогідного прогнозування довговічності конструкції, виникає потреба в досліджуванні термонапруженого стану з врахуванням специфіки циклічного навантаження. Розв'язати таку задачу можна шляхом послідовного розв'язання задачі про коливання (визначення напружено-деформованого стану) і задачі теплопровідності (визначення температурного поля).

Тепловиділення в процесі циклічного навантаження враховується введенням розподілених джерел тепла. Для розв'язання було використано метод послідовних інтервалів. Весь час навантаження розбивався на скінченні інтервали, в кожному з яких характеристики матеріалу, середовища, що оточує елемент конструкції, і внутрішні джерела тепла мають сталі значення. Тривалість інтервалів за часом при дискретизації можуть бути як сталими, так і змінними. Сталість інтенсивності розсіювання енергії в елементі дає можливість задачу про коливання подати лінійними диференціальними рівняннями зі змінними коефіцієнтами і крайовими умовами. Елементи зі складною конфігурацією мають бути замінені елементами з кусково-сталим розподілом жорсткості та інтенсивності маси за довжиною.

Для розв'язання лінійних задач про коливання застосовувався метод відокремлення змінних. Цей метод полягає у використанні подання переміщення $U(x,\tau)$ в перерізі *x* елемента в момент часу τ при поздовжніх коливаннях або прогину $W(x,\tau)$ при згинних коливаннях у вигляді нескінченного ряду

$$\sum_{k=1}^{\infty} X_k(x) \cdot T_k(\tau),$$

де $X_k(x)$ — фундаментальна функція задачі, яка визначає *k*-ту форму власних коливань; $T_k(\tau)$ — *k*-та функція часу, яка характеризує закон зміни коливань за часом.

Розв'язки для фундаментальних функцій отримані з використанням сплайн-перетворення аргумента

$$x = \xi + \sum_{i=1}^{n} (\xi - \xi_i) \gamma_i \sigma_0 (\xi - \xi_i),$$

де ξ — нова змінна; γ_i — параметри, які потрібно визначити так, щоб перетворені рівняння поздовжних або згинних коливань являли собою рівняння зі сталими коефіцієнтами. Такий підхід дає змогу звести диференціальні рівняння зі змінними коефіцієнтами до рівнянь зі сталими коефіцієнтами, але з сингулярною правою частиною, і отримати розв'язок у вигляді одного аналітичного виразу для всієї області зміни аргумента. Виходячи з умов ортогональності і розкладу інтенсивності навантаження збурення в ряд за фундаментальними функціями, отримано рівняння для функцій часу.

За результатами розв'язання задачі про коливання визначено напружено-деформований стан, далі в залежності від наявності експериментальних даних про площу, ширину петлі гістерезису або відносне розсіювання енергії, визначається інтенсивність внутрішніх джерел тепла.

У праці при дослідженні саморозігрівання елемента конструкції під дією циклічного навантаження з різними частотами, розв'язана нелінійна задача нестаціонарної теплопровідності для циліндричного стрижня обмеженої довжини. Розміри поперечного перерізу стрижня вважалися малими порівняно з довжиною. Таке допущення дає можливість вважати, що перепад температур у процесі циклічного навантаження здійснюється тільки за довжиною стрижня. Нелінійна задача нестаціонарної теплопровідності звелась до сукупності розв'язання лінійних задач з різними початковими і граничними умовами для кожного інтервалу часу. Для розв'язання лінійних задач теплопровідності було використано операційний метод, заснований на інтегральному перетворенні Лапласа.

Таким чином, темепературне поле елементів внаслідок розігріву при циклічному деформуванні визначається при виконанні таких операцій: 1) весь час навантаження розбивається на скінченні інтервали, в кожному з яких розв'язується задача про коливання (жорсткість елемента й інтенсивність маси визначаються з початкової температури елемента в заданому інтервалі часу); 2) визначається розподіл інтенсивності внутрішніх джерел тепла за довжиною елемента; 3) визначається зміна температури (температурне поле) в заданому інтервалі часу за результатами розв'язання задачі теплопровідності; 4) для кожного наступного інтервалу часу повторюються кроки 1 — 3, де жорсткість елемента й інтенсивність маси визначаються за розподілом температури за довжиною елемента в кінці попереднього інтервалу часу.

НАКОПИЧЕННЯ ВТОМНИХ ПОШКОДЖЕНЬ У ТАВРОВИХ ЗВАРНИХ З'ЄДНАННЯХ СТАЛІ 09Г2С В ПОЧАТКОВОМУ ТА ЗМІЦНЕНОМУ ВИСОКОЧАСТОТНОЮ МЕХАНІЧНИМ ПРОКОВУВАННЯМ СТАНАХ

CUMULATIVE FATIGUE DAMAGE IN THE T-SHAPED WELDED JOINTS IN AS-WELDED AND TREATED BY HIGH-FREQUENCY MECHANICAL PEENING CONDITIONS

Віталій Книш, Олександр Кузьменко, Сергій Соловей

Інститут електрозварювання ім. С. О. Патона НАН України, Україна, 06380, м. Київ-150, вул. Боженка, 11.

Due to hypothesis of the linear summation of fatigue damages is defined the failure criteria of the tshaped as-welded and treated by high-frequency mechanical peening joints of steel 09G2S under variablespectrum of loading: increasing, decreasing and quasirandom. For the as-welded joints proposed rule of summation of damage to account residual stress and decrease scatter of total damage.

У зварних металоконструкціях, призначених для тривалої експлуатації в умовах змінного навантаження, втомні пошкодження накопичуються в зонах швів у місцях максимальної концентрації робочих і залишкових напружень. Для вирішення завдань з оцінки й прогнозування довговічності таких конструкцій потрібно разом з розрахунковим визначенням напружено-деформованого стану їхніх елементів встановити закон підсумовування втомних пошкоджень у зонах концентраторів. Для різного роду нестаціонарних навантажень найширше використовується гіпотеза лінійного підсумовування втомних пошкоджень, так і для зварних з'єднань. Встановлено, що в зварних з'єднаннях з високими залишковими напруженнями розтягу при одноразовій зміні максимальних напружень циклу змінного навантаження накопичення пошкоджень істотно залежить від порядку навантаження. Також від порядку навантаження залежить сумарна пошкодження. Розсів зведених значень сумарної відносної довговічності у відповідності з лінійною гіпотезою знаходиться в межах від 0,3 до 3. Для інших видів навантаження, зокрема, при багатоблоковому й двосходинковому з багатократною зміною напружень, значення граничної сумарної пошкодженності близьке до одиниці.

Останніми роками, з метою підвищення циклічної довговічності зварних вузлів і елементів металоконструкцій, широке застосування знаходять технології поверхневого пластичного дефор-

мування, зокрема, високочастотне механічне проковування (ВМП). Ефективність застосування цієї технології на стадії виготовлення виробів при регулярному навантаженні добре досліджена, проте, експериментальні дані з встановлення закону підсумовування пошкоджень у зміцнених ВМП зварних з'єднаннях практично відсутні.

Мета цієї праці — експериментальна оцінка застосовності гіпотези лінійного підсумовування втомних пошкоджень для таврових зварних з'єднань у початковому й зміцненому технологією ВМП станах, при зростаючому, спадаючому і квазівипадковому блоках навантаження.

Експериментальні дослідження проводили на зразках таврових з'єднань сталі 09Г2С (σ_T =370 МПа, σ_B =540 МПа) з двома поперечними ребрами, привареними кутовими швами з двох сторін ручною зваркою електродами марки УОНІ 13/55. Товщина зразка (12 мм) обумовлена широкою застосовністю в зварних конструкціях прокату такої товщини, а ширина робочої частини зразка (50 мм) вибиралася виходячи з потужності випробувальної машини УРС-20. При зміцненні з'єднань технологією ВМП поверхневому пластичному деформуванню піддавалася вузька зона переходу металу шва до основного металу. Втомні випробування зразків проводили при одновісному віднульовому розтягу. Всі зразки випробовувалися до повного руйнування. Спочатку були встановлені криві втоми таврових зварних з'єднань сталі 09Г2С в початковому і зміцненому технологією ВМП відразу після зварювання станах. Для встановлення критерію руйнування відповідно до лінійної гіпотези накопичення втомних пошкоджень випробовували шість серій зразків: по три серії для зміцнених і незміцнених зварних з'єднань відповідно. При цьому кожна серія складалася з трьох зразків.

При втомних випробуваннях зварних з'єднань у початковому стані блок включав п'ять ступенів навантаження з напрацюванням 20 % довговічності на кожній. Перша серія зразків випробовувалася при заданому початковому рівні напружень 180 МПа з подальшим збільшенням до 260 МПа з кроком 20 МПа (зростаючий вид навантаження). Зразки другої серії випробовувалися при початковому рівні напружень 260 МПа з подальшим зменшенням до 180 МПа також з кроком 20 МПа (спадаючий вид навантаження). Зразки третьої серії випробовувалися при таких п'яти послідовних рівнях максимальних напружень циклу: 220, 200, 240, 180, 260 МПа (квазівипадковий вид вантаження).

Для зварних з'єднань, зміцнених технологією ВМП відразу після зварювання, блок включав чотири рівні навантаження з напрацюванням 25 % довговічності на кожній. Четверта серія зразків випробовувалася при заданому початковому рівні напружень 260 МПа з подальшим збільшенням до 305 МПа з кроком 15 МПа. Зразки п'ятої серії випробовувалися при початковому рівні напружень 305 МПа з подальшим зменшенням до 260 МПа також з кроком 15 МПа. Зразки шостої серії випробовувалися при чотирьох послідовних рівнях максимальних напружень циклу: 290, 275, 305, 260 МПа.

Експериментально встановлені граничні значення суми відносних довговічностей при випробуваннях на втому всіх зразків зварних з'єднань, зміцнених технологією ВМП відразу після зварювання, знаходяться у межах від 0,65 до 1,08. При цьому розсів значень сумарної пошкодженості для зростаючої послідовності прикладених навантажень знаходиться в межах від 0,91 до 0,98, для спадаючої послідовності — від 0,65 до 0,74, а для квазівипадкового виду навантаження — від 0,73 до 1,08. Отже, для зміцнених ВМП таврових зварних з'єднань сталі 09Г2С порядок прикладання навантажень істотно не впливає на циклічну довговічність з'єднань. При цьому цілком виправдано застосування єдиного критерію руйнування рівного 1 для умов лінійного підсумовування втомних пошкоджень.

Встановлені граничні значення суми відносних довговічностей при випробуваннях на втому зварних з'єднань у початковому стані змінюються в межах від 0,32 до 1,97. При цьому порядок прикладення навантажень істотно впливає на циклічну довговічність зварних з'єднань. Так, значення сумарної пошкодженості, отримані при випробуванні трьох зразків до руйнування, при зростаючій послідовності прикладання навантажень знаходяться в межах від 0,32 до 0,56, при спадаючій послідовності — від 1,48 до 1,97 і при квазівипадковому виді вантаження — від 0,84 до 1,25. Такі значення граничних сум часток пошкодженості підтверджують, що порядок прикладання навантажень знаходяться на накопичення втомних пошкоджень при використанні лінійної гіпотези. Це пов'язано з наступним. При зростаючому блоці навантаження на кожному його ступені в зоні концентратора реалізуються граничні цикли напружень, ідентичні тим,

які є при побудові кривої втоми. При спадаючому блоці навантаження в зоні концентратора реалізуються цикли напружень, відмінні від граничних, починаючи з другого рівня навантаження, їхня ушкоджувальна здатність нижча ушкоджувальної здатності граничних циклів напружень, які реалізуються при тих же рівнях зовнішнього змінного навантаження при побудові кривої втоми зварних з'єднань. При квазівипадковому блоці навантаження в зоні концентратора реалізуються як граничні, так і відмінні від них цикли напружень.

Таким чином, при однаковому рівні зовнішнього навантаження в зоні концентратора формується цикл напружень однакового розмаху, але із залежною від послідовності прикладання навантаження асиметрією циклу напружень, яка і визначає його ушкоджувальну здатність. Тому розраховувати частку пошкодженості зварного з'єднання по кривій втоми, при побудові якої в зоні концентратора реалізуються тільки граничні цикли напружень, для спадаючого і квазівипадкового блоків навантажень не коректно. Для цих випадків пропонується сумарну пошкодженість визначати за формулою

$$D = \frac{n_1}{N_1} + \sum_{i=2}^k \frac{n_i}{N_i} \left(\frac{\sigma_{mi}}{\sigma_{mi}^{np}} \right),$$

де $\sigma_{\text{тi}}$ — середні напруження циклу в зоні концентратора, що відповідає і-му рівню зовнішнього змінного навантаження; σ_{mi}^{np} — середні напруження граничного циклу в зоні концентратора, що відповідає і-му рівню зовнішнього змінного навантаження.

Значення сумарної пошкодженості зварних з'єднань у початковому стані, отримані за запропонованою формулою, знаходяться в таких межах: при зростаючій послідовності прикладання навантажень — від 0,32 до 0,56, при спадаючій послідовності — від 0,96 до 1,20 і при квазівипадковому виді навантаження — від 0,80 до 1,15. Отже, використання запропонованого співвідношення зменшило розсів значень граничних сум часток довговічностей з інтервалу [0,33.1,97] до [0,33.1,2].

ПРО ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМОПРУЖНОГО СТАНУ ТЕРМОЧУТЛИВИХ ТІЛ ЗА УМОВ СКЛАДНОГО ТЕПЛООБМІНУ

ON DEFINITION OF THERMOELASTIC STATE OF THERMOSENSITIVE BODIES UNDER COMPLEX HEAT EXCHANGE

Роман Кушнір, Василь Попович

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

The analytical-numerical method for definition the nonstationary thermal and quasi-statis stressstrain state of simpleshape bodies, when the whole spectrum of thermomechanical characteristics is temperature-dependent, has been presentend on the example of a hollow sphere the surfaces of which are under constant pressure and when there is convestive-radiant heat exchange with the surroundings of constant temperature through the sprere surfaces.

Класична модель термопружності, в якій вважають властивості матеріалів незмінними при нагріванні, за значних просторових і часових перепадів температури неадекватно описує термонапружений стан тіла. Врахування ж залежності теплових та механічних характеристик матеріалу від температури (термочутливості) істотно ускладнює його визначення.

Більшість підходів до розв'язання задач, що є математичними моделями для визначення термонапруженого стану термочутливих тіл, ґрунтується на окремих допущеннях і обмеженнях щодо температурних залежностей характеристик матеріалу або передбачають використання суто числових методів. З огляду на сказане, актуальними є питання розроблення зручних для практичних розрахунків аналітичних методів, які враховують температурну залежність всього спектру теплових і механічних характеристик тіла. Більше того, такі тіла (елементи конструкцій) в процесі їх виготовлення чи експлуатації можуть різними способами обмінюватися теплом з оточуючими їх середовищами, у тому числі — конвективно-променевим. Це також істотно ускладнює математичну модель температурного поля, адже навіть за незалежності теплових характеристик від температури за наявності променевої складової теплообміну задача теплопровідності стає нелінійною.

Тут у припущенні незв'язаності задачі термопружності (нехтується перетворенням механічної енергії у теплову) викладено аналітико-числовий метод визначення неусталеного термопружного стану тіл простої геометричної форми на основі моделі термочутливого тіла. При цьому враховуються умови складного (конвективно-променевого) теплообміну тіла із зовнішнім середовищем через обмежуючі його поверхні. На цих поверхнях можуть також бути заданими силові навантаження. У цьому випадку визначення термопружного стану тіла розпадається на дві незалежні задачі: нелінійну нестаціонарну задачу теплопровідності для визначення температурного поля та задачу термопружності для визначення компонентів напружено-деформованого стану, яка є крайовою задачею математичної фізики зі змінними коефіцієнтами.

Метод ілюструється на прикладі визначення термопружного стану порожнистої кулі, на поверхні якої задані сталі тиски і через них відбувається конвективно-променевий теплообмін з середовищами постійних температур.

Розв'язок нелінійної задачі теплопровідності будується методом [1], який передбачає часткову ії лінеризацію з допомогою змінної Кіргофа. Для розв'язання отриманої крайової задачі на введену змінну використовується запропонований варіант методу послідовних наближень, де за *m*-те наближення вибирається розв'язок деякої лінійної задачі.

Відповідна задача термопружності методом збурень зведена до послідовності крайових задач, в яких диференціальні рівняння мають сталі коефіцієнти, а розв'язки останніх знайдені у квадратурах [2]. В результаті компоненти напружено-деформованого стану мають вигляд швидкозбіжних рядів.

При дослідженні температурного поля виконано порівняння значень температури знайдених запропонованим методом з її значеннями знайденими суто числовими методом. Отримане добре співпадіння результатів, чим підтверджено вірогідність запропонованого методу розв'язання задач теплопровідності за умов складного теплообміну на основі моделі термочутливого тіла.

Числовий аналіз компонентів напружено-деформованого стану показав, що розбіжність між переміщеннями, радіальними і коловими напруженнями в термочутливій і нетермочутливій (харатеристики сталі і дорівнюють їхнім значенням при початковій температурі) порожнистої кулі зі сталі У12 складають вдповідно 20, 30 і 40 %. Це засвідчує важливість врахування температурної залежності характеристик матеріалу при визначенні напружено-деформованого стану елементів конструкцій.

1. Попович В.С. Побудова розв'язків задач термопружності термочутливих тіл при конвективнопроменевому теплообміні // Доповіді НАН України. — 1997. — №11. — С. 69—73. 2. Попович В.С., Гарматій Г.Ю., Вовк О.М. Термопружний стан термочутливої порожнистої кулі за умов конвективно-променевого теплообміну з довкіллям // Фіз.- хім. механіка матеріалів. — 2006. — 42, №6. — С. 39—48.

ДОСЛІДЖЕННЯ ХВИЛЬОВИХ ПОЛІВ, ДИФРАГОВАНИХ ТОНКИМ АБСОЛЮТНО ЖОРСТКИМ ВКЛЮЧЕННЯМ, ПРИ ПЛОСКІЙ ДЕФОРМАЦІЇ

THE ANALYSIS OF THE WAVE FIELDS DIFFRACTED BY THE THIN ABSOLUTELY RIGID INCLUSIONS WITH PLANE STRAIN

Оксана Литвин, Всеволод Попов

Одеська національна морська академія, Україна, 65029, м. Одеса, вул. Дідріхсона, 8.

The wave field which is diffracted by the thin absolutely rigid inclusion with the help of the full transverse section of scattering is analyzed. This inclusion is in the unbounded elastic body which is in the conditions of plane strain and can be both fully coupled with the medium and can be in the conditions of smooth contact on the lateral sides of the inclusion with the medium. The discontinuous solutions of the Lame equations are used for the determination of the displacements and stresses of the scattered field.

Нехай необмежене пружне тіло (матриця), що знаходиться в умовах плоскої деформації, містить тонке смугове абсолютно жорстке включення. Це включення у площині *хОу* займає область

$$|x| \le a, -h/2 \le y \le h/2.$$

З включенням взаємодіють плоскі гармонічні поздовжні хвилі або хвилі поперечного зсуву, задані своїми потенціалами [1]:

$$\begin{aligned} \varphi_0(x; y) &= Ae_1(x; y) / \kappa_1, \\ \psi_0(x; y) &= Be_2(x; y) / \kappa_2, \end{aligned}$$

де $e_j(x; y) = exp \kappa_j i (x \cos \theta_0 + y \sin \theta_0)$, $\kappa_j^2 = \omega^2 / c_j^2$, (j = 1, 2), $c_1^2 = (\lambda_1 + 2\mu_1) / \rho_1$, $c_2^2 = \mu_1 / \rho_1$, λ_1 , μ_1 , ρ_1 — сталі Ламе та густина матриці; ω — частота коливань; θ_0 — кут між додатним напрямом осі *Ох* та напрямом розповсюдження хвиль.

Ці хвилі викликають у матриці переміщення

$$v^{0}(x; y) = i \left[A \sin \theta_{0} e_{1}(x; y) - B \cos \theta_{0} e_{2}(x; y) \right];$$
$$u^{0}(x; y) = i \left[A \cos \theta_{0} e_{1}(x; y) + B \sin \theta_{0} e_{2}(x; y) \right].$$

Включення може бути повністю зчепленим з матрицею, тоді на ньому виконуються умови

$$\sigma_{y}^{1}(x,+0) - \sigma_{y}^{1}(x,-0) = \chi_{1}(x), \ \tau_{xy}^{1}(x;+0) - \tau_{xy}^{1}(x;-0) = \chi_{2}(x), \ -a \le x \le a.$$

Тут $\chi_1(x)$ та $\chi_2(x)$ — невідомі стрибки напружень на включенні. Крім цього, з умов повного зчеплення випливають такі рівності:

$$v^{1}(x, \pm 0) = d_{1} + \gamma x - v^{0}(x, 0), \ u^{1}(x; \pm 0) = d_{2} - u^{0}(x, 0), \ -a \le x \le a.$$

Якщо ж на обох сторонах включення виконуються умови гладкого контакту з матрицею, то на включенні виконуються умови:

$$\sigma_{y}(x;+0) - \sigma_{y}(x;-0) = \chi_{1}(x),$$

$$u(x;+0) - u(x;-0) = \chi_{4}(x), -a \le x \le a, \chi_{4}(\pm a) = 0.$$

де $\chi_4(x)$ — невідомий стрибок зсувних переміщень на включенні. Також з умов гладкого контакту випливає:

$$v^{1}(x, \pm 0) = d_{1} + \gamma x - v^{0}(x, 0), \ -a \le x \le a, \ \tau^{1}_{xy}(x; \pm 0) = -\tau^{0}_{xy}(x; 0).$$

У цих формулах d_1, d_2 — невідомі амплітуди поступальних вздовж осей *Oy* та *Ox* переміщень включення, а γ — амплітуда кута обертання навколо осі *Oz*. Вони визначаються з рівнянь руху включення, як жорсткого тіла, що при гармонічних коливаннях мають вигляд:

$$-\omega^2 d_1 m = \int_{-a}^{a} \chi_1(\eta) d\eta, \quad -\omega^2 d_2 m = \int_{-a}^{a} \chi_2(\eta) d\eta, \quad \frac{4}{3} m a^2 \omega^2 \gamma = \int_{-a}^{a} \eta \chi_1(\eta) d\eta.$$

В умовах на включенні u^1 , v^1 , τ^1_{xy} — переміщення та напруження, викликані хвилями, що відбились від включення. Останні є невідомими і знаходяться з рівнянь Ламе для гармонічних коливань в умовах плоскої деформації.

Внаслідок дифракції на включенні частина енергії падаючої хвилі розсіюється в різні сторони. Фізичною величиною, яка характеризує ефективність цього процесу, є повний поперечний переріз розсіювання (ПППР) [2]:

$$Q_{k}(\boldsymbol{\omega}) = \frac{\left\langle Q_{k}^{1} \right\rangle_{t}}{\left\langle I^{0} \right\rangle_{t}}, \ k = 1; 2,$$

де $\langle Q_k^1 \rangle_t$ — усереднена за період швидкість поширення енергії розсіяної хвилі через циліндричну поверхню одиничної висоти, яка містить це включення, $\langle I^0 \rangle_t$ — середня за період кількість енергії падаючої хвилі, що проходить через одиничну площадку, перпендикулярну до напряму розповсюдження падаючої хвилі. Тут k = 1 відповідає випадку розсіювання від включення поздовжньої хвилі, а k = 2 — поперечної хвилі.

Для обчислення ПППР поле переміщень та напружень розсіяної хвилі подається у вигляді розривних розв'язків Ламе [3]. Стрибки напружень та переміщень, що входять у нього, визначаються з рівнянь, отриманих при реалізації граничних умов на включенні. Досліджується вплив умов взаємодії включення та матриці на значення ПППР.

1. Гринченко В.Т., Мелешко В.В. Гармонические колебания и волны в упругих телах. — К., 1981. — 284 с. 2. Канаун С.К., Левин В.М. Метод эффективного поля в механике композитов. — Петрозаводский университет,1993. — 600 с. 3. Попов В.Г., Улановский А.Э. Сравнительный анализ дифракционных полей при прохождении упругих волн через дефекты различной природы // Известия РАН. Механика твердого тела. — 1995. — №4. — С. 99—109.

ОЦІНКА ХАРАКТЕРИСТИК ОПОРУ ПОШИРЕННЯ ТРІЩИН ЕКСПЛУАТОВАНОГО МЕТАЛУ МАГІСТРАЛЬНИХ НАФТОГАЗОПРОВОДІВ У КОРОЗІЙНИХ СЕРЕДОВИЩАХ

ASSESSMENT OF CRACK GROWTH RESISTANCE CHARACTERISTICS OF EXPLOITED METAL OF TRUNK OIL-AND-GAS PIPELINES IN CORROSIVE ENVIRONMENTS

Василь Лужецький, Роман Грабовський

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

The experimental diagrams "fatigue crack growth rate – stress intensity factor range" were received for metal of trunk oil-and-gas pipelines with the term of exploitation over 30 years. These data can be used as basis for calculation assessments of fracture risk and structural integrity of given pipelines with taking into account of corrosion environment factor.

Експериментальне визначення характеристик опору поширення втомних тріщин у сталях проведено для нафтогазопроводів (див. табл. 1), термін експлуатації яких становить понад 30 років.

Таблиця 1

Геометричні параметри та механічні характеристики трубопроводів

Тип трубопроводу		t,	Марка	$\sigma_{0,2},$	5 %	p_{max} ,
		MM	сталі	МΠа	0, 70,	МПа
Нафтопровід "Дружба"	530	7	10Г2БТЮ3	438.9	25.6	4.1
Нафтопровід " <u>Долина — Дрогобич</u> "	273	9	сталь 20	332.8	26.2	3.4
Газопровід "Долина – Ужгород – державний кордон II"	1420	18.7	10Г2ФБ	545.4	20.3	7.5

Таблиця 2

Сталь	Система "матеріал — середовище"	п	C, м/цикл×(МПа·м ^{1/2}) ⁻ⁿ	<i>∆К_{th},</i> МПа∙м ^{1⁄2}	K_{fc} , МПа·м ^{1/2}
105257102	Експлуатований метал – ДВ	8.38	3.00 10-18	8.37	32.62
101 261 ЮЗ	Експлуатований метал – ПВ	10.40	7.36 10 ⁻²¹	7.63	33.58
Сталь 20	Експлуатований метал – ДВ	8.93	1.2810 ⁻¹⁸	6.62	29.63
	Експлуатований метал – ПВ	10.28	7.64 10 ⁻²⁰	6.24	30.08
10Г2ФБ	Експлуатований метал – ДВ	9.23	1.20 10 ⁻¹⁹	11.33	35.31
	Експлуатований метал – ПВ	11.12	3.20 10 ⁻²²	8.94	36.71

Характеристики циклічної тріщиностійкості трубопровідних сталей

Примітки. ДВ — дистильована вода; ПВ — модель пластової води.

Діаграми циклічної тріщиностійкості експлуатованого металу нафтогазопроводів отримували шляхом випробувань балкових зразків з прямокутним перерізом (10×7 мм — нафтопровід "Дружба"; 10×9 мм — нафтопровід "Долина — Дрогобич"; 10×18.7 мм — газопровід "Долина — Ужгород — державний кордон ІІ") з початковою крайовою тріщиною c = 1.5...2.0 мм в умовах консольного згину на спеціальному експериментальному обладнанні. Частота циклічного навантаження синусоїдальної форми становила 1 Гц при синусоїдальній формі циклу навантаження ($R \approx 0$), температура середовища була сталою T = 25 °C. Середовищами для випробовувань була дистильована вода (pH 6.7) та 0.1 % розчин NaCl (pH 6.5), який слугував моделлю пластової (грунтової) води.

Для зазначених вище умов випробовувань сталей у табл. 2 наведені значення констант у степеневій залежності, що аналітично описує середньоамплітудну ділянку отриманих діаграм циклічної тріщиностійкості металу трубопроводу. Тут також подані відповідні значення порогового (K_{th}) та критичного (K_{fc}) коефіцієнтів інтенсивності напружень.

Результати випробовувань подавали у вигляді діаграм циклічної тріщиностійкості. Такі діаграми для різних середовищ випробувань експлуатованого металу наведені на рис. 1.

У результаті проведених досліджень встановлено, що зі зростанням агресивності середовища випробувань (дистильована вода — пластова вода) циклічна тріщиностійкість експлуатованого металу знижується. Виявлено, що водні корозійні середовища істотно впливають на процес поширення втомної тріщини у досліджених сталях. Також досліджено, що найнебезпечнішим корозійним середовищем є 0,1 % розчин NaCl (pH 6,5), тобто модельна пластова вода.



Рис. 1. Діаграми циклічної тріщиностійкості експлуатованого металу нафтогазопроводів при випробовуваннях у середовищах різного складу: а — сталь 10Г2БТЮЗ; б — сталь 20; в — сталь 10Г2ФБ

Отримані дані можуть бути базовими для подальших розрахункових оцінок довговічності трубопроводів тривалої експлуатації.

ВИМІРЮВАННЯ РОЗКРИТТЯ ВЕРШИНИ ТРІЩИНИ ЦИФРОВИМ МЕТОДОМ

DETERMINATION OF CRACK DIP OPENING DISPLACEMENT BY DIGITAL METHOD

Павло Марущак, Ігор Коноваленко, Юрій Пиндус

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

The automated grid method is applied to position circular marks one by one printed on the specimen before and after deformation in order to measure the plastic strain. We study the problem of selection of the optimal mathematical solutions for automatic analysis and image processing along with an estimation of informative efficiency with application to determination of crack tip opening displacement and plastic deformations.

В експериментальній механіці сьогодні активно розвиваються методи та засоби оцінювання пластичної деформації в околі вершини тріщини, а також розкриття вершини тріщини, які ґрунтуються на обробленні зображень поверхні зразка протягом навантажування [1]. Зокрема, відомий метод муарових сіток, проте він ефективний для аналізу лише великих пластичних деформацій, наявних на третій ділянці діаграми Паріса. Досконалішим є метод координатних сіток, який дає змогу побудувати карту векторів переміщень та обчислити компоненти деформацій. Проте, хоча методики нанесення сіток достатньо відпрацьовані, алгоритм адаптивного оброблення й аналізу зображення поверхні з мітками після деформування потребує подальшого розвитку [1].

У цій праці запропоновано програмну реалізацію інтерактивних методів, які взято за основу в концепції адаптування, класифікації, розпізнавання та ідентифікації за умов мінімальної апріорної інформації про об'єкт. Розроблення алгоритму й реалізацію підходів стохастичної апроксимації здійснено на основі використання методів математичного програмування. Запропонована автоматизована система дає можливість оцінювати деформації та розкриття вершини втомної тріщини в навантаженому твердому тілі. Метод ґрунтується на виділенні інформативних ознак на зображенні його поверхні та знаходженні оптимальних математичних розв'язків їх опису.

Нами досліджено поля деформацій та розкриття вершини тріщини призматичного зразка з бічним надрізом зі сталі 25Х1М1Ф. Зразки випробовували на сервогідравлічній машині СТМ-100 за схемою циклічного розтягу. Кінетику поширення тріщини оцінювали з використанням нанесеної на поверхню сітки міток глибиною 2 — 3 мкм, діаметром 0,02 мм, кроком 0,1 мм, виконані методом електрохімічного контурного травлення, рис. 1.



Рис. 1. Нанесення сітки міток на поверхню призматичного зразка: 1 — зразок з полірованою, знежиреною поверхнею; 2 — нанесення фотолаку; 3 — експонування еталонної сітки; 4 — проявлення; 5 — протравлення; 6 — змивання фотолакової маски

Поверхню зразка в околі вершини тріщини фотографували за допомогою цифрової камери з роздільною здатністю 6 Мпікс через оптичний мікроскоп МБС-10.

Щоб автоматизувати аналіз отриманих зображень, розроблено програмне забезпечення, яке дає змогу: ідентифікувати розміщення нанесених міток на зображеннях; отримати векторне поле переміщень міток після навантаження відносно їхнього початкового положення; обчислювати локальні деформації поверхні дослідного зразка; отримати поле деформацій зразка; обчислювати розкриття тріщини.

Для вирішення вказаних завдань над вихідними багатоградаційними зображеннями виконується низка перетворень, включаючи формування поля інтенсивності, подвоєння роздільної здатності, фільтрування, адаптивне бінарне перетворення, кластеризацію та формування ланцюжків взаємопов'язаних точок.

Спочатку на основі вихідного зображення M формували його поле інтенсивності G, кожен елемент якого представляє інтенсивність відповідного пікселя вихідного зображення. Для видалення із зображення шумових елементів проводилось фільтрування за допомогою гаусового низькочастотного фільтра, внаслідок чого отримано напівтонове зображення G_F . Над ним проводили адаптивне бінарне перетворення, параметри якого обчислювали окремо для кожного фрагмента зображення G_F . Такий підхід дав змогу, значною мірою, усунути вплив нерівномірності освітлення при отриманні вихідного зображення на процес виявлення нанесених на поверхню зразка міток. У результаті цього перетворення формується зображення B.

Локалізація міток здійснюється шляхом агломеративної кластеризації. При цьому спочатку окремими кластерами вважаються всі нефонові пікселі зображення B, а кластери об'єднуються, якщо мають хоча б одну сусідню точку. Для кожного кластера знаходили його геометричний центр, в результаті чого сформовано масив точок $C = \{(x_{ci}, y_{ci})\}$, кожна з яких відповідає певному кластеру.



Рис. 2. Результат виявлення на зображенні нанесених міток (а), векторне поле переміщень (б), та поле деформацій (в)

На основі оброблення масиву *C* сформовано ланцюжки пов'язаних міток вздовж двох головних взаємно перпендикулярних напрямів. На цьому ж етапі видалялися з розгляду кластери, які відповідали різноманітним шумовим утворенням, зокрема, надто малі чи надто великі кластери, а також кластери, які не належать виявленим ланцюжкам.

У результаті описаних дій на зображенні локалізуються ланцюжки нанесених на зразок міток (рис. 2,а). Після цього шляхом порівняння масивів центрів кластерів C до і після навантаження обчислювали поле переміщень деформацій (рис. 2,б,в).

Для вимірювання розкриття тріщини використано автоматизований підхід, який ґрунтується на аналогічних принципах, проте містить додаткові кроки: задання положення вістря тріщини; вибір пар точок, розміщених по обидва боки від тріщини; обчислення параметрів розкриття — віддалі до вістря тріщини та саме розкриття.

Задання положення вістря тріщини робиться оператором вручну на основі аналізу вихідного багатоградаційного зображення дослідного зразка. Після цього оператор вказує пари точок, розміщені по обидва боки від тріщини. Для кожної пари точок розраховується віддаль між ними є та

віддаль δ від вістря тріщини до відрізка, який з'єднує ці точки. Розкриття тріщини оцінювали шляхом порівняння знайдених переміщень базових точок-маркерів на зображеннях до і після навантаження.

1. Любутин П.С., Панин С.В. Измерение деформации на мезоуровне путем анализа оптических изображений поверхности нагруженных твердых тел // Прикладная механика и техническая физика. — 2006. — №6. — Т. 47. — С. 158—164.

ЗГИН КУСКОВО-ОДНОРІДНОЇ ІЗОТРОПНОЇ ПЛАСТИНИ З КРУГОВОЮ ШАЙБОЮ ТА ДВОМА СПІВВІСНИМИ РАДІАЛЬНИМИ ТРІЩИНАМИ З УРАХУВАННЯМ КОНТАКТУ ЇХНІХ БЕРЕГІВ

BENDING OF PIECE-HOMOGENEOUS ISOTROPIC PLATE WITH CIRCULAR WASHER AND TWO RADIAL UNIAXIAL CRACKS TAKING INTO ACCOUNT CONTACT OF THEIR FACES

Віктор Опанасович, Іван Звізло

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

In the paper using the methods of the complex variable functions theory a bending of piecehomogeneous isotropic plate is investigated with the circular border of materials division and two uniaxial radial cracks, the faces of which come in the smooth contact on a line on one of plate bases under the loading by the distributed bending moments on the infinity. The numerical analysis of the problem is conducted.

Розглянемо кусково-однорідну ізотропну пластину (рис. 1) затовшки 2h з коловою межею поділу матеріалів радіуса R, на якій виконуються умови ідеального механічного контакту, та двома співвісними радіальними тріщинами завдовжки $2l_k$, береги яких вільні від навантаження.



Puc. 1

Під дією розподілених згинальних моментів на нескінченості M_x^{∞} і M_y^{∞} береги тріщини приходять у гладкий контакт по лінії з одній з основ пластини.

За рахунок контакту берегів тріщини розвязок задачі подамо у вигляді розвязку двох задач: плоскої задачі теорії пружності та задачі згину з використанням класичної теорії та таких крайових умов:

$$\sigma_{yy}^{\pm} = -N/2h, \ \sigma_{xy}^{\pm} = 0, \ P_{y}^{\pm} = 0, \ M_{y}^{\pm} = hN, \ \partial_{x} \left[u_{y}^{+} - u_{y}^{-} \right] + h \partial_{xy}^{2} \left[w^{+} - w^{-} \right] = 0, \ \text{Ha} \ L_{1};$$
(1)

$$P_{r1} = P_{r2}, \ M_{r1} = M_{r2}, \ u_{r1} = u_{r2}, \ u_{\theta 1} = u_{\theta 2}, \ w_1 = w_2, \ \partial_r w_1 = \partial_r w_2, \ \text{Ha } L,$$
(2)

де N — контактне зусилля між берегами тріщини, σ_{yy} , σ_{xy} — компоненти тензора напружень, u_{rj} , $u_{\theta j}$ (j = 1, 2) і u_y — компоненти вектора переміщення у відповідній системі координат у плоскій задачі; w_j — прогин пластини; M_{rj} , M_y — згинальні моменти; P_{rj} , P_y — узагальнена в сенсі Кіргофа перерізувальна сила; значками "+" і "-" позначені граничні значення відповідних величин при прямуванні точки площини до тріщин при $y \to \pm 0$; $\partial_a f = \partial f / \partial a$.

Ввівши комплексні потенціали для плоскої задачі теорії пружності і класичної теорії згину пластини, розвязок поставленої задачі зведений до задач лінійного спряження та до системи сингулярних інтегральних рівняннь відносно стрибка кутів повороту на берегах тріщини. Отримана система інтегральних рівнянь розвязана чисельно за допомогою методу механічних квадратур. Проведено числовий аналіз коефіцієнтів інтенсивності зусиль і моментів, контактного зусиля між берегами тріщин, граничного навантаження при різних параметрах задачі.

ОСОБЛИВОСТІ РОЗПОДІЛУ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ НА ВНУТРІШНІЙ ПОВЕРХНІ ЗВАРНИХ КІЛЬЦЕВИХ З'ЄДНАНЬ З ВИСОКОМІЦНИХ СТАЛЕЙ

FEATURES OF DISTRIBUTING OF REMAINING TENSIONS ON THE INTERNAL SURFACE OF THE WELDED CIRCULAR CONNECTIONS OF HIGH-STRENGTH STEELS

Василь Осадчук, Роман Палаш

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

Influencing parameters, that describe a field of plastic deformations on distributing remaining tensions on the inlying surface of the circular halving by the plastic stitch of high-durability steel, inclined to the martensyt transformation under action of thermal cycle of welding is explored.

Використання зварних елементів з високоміцних сталей у машинобудуванні пов'язане з проблемою утворення технологічних і експлуатаційних тріщин. Їхнє виникнення зумовлене істотними за величиною та нерівномірно розподіленими напруженнями першого та другого родів у зварному з'єднанні, які істотно залежать від параметрів режиму зварюваня.

Специфіка формування напруженого стану у зварних з'єднаннях високоміцних сталей пов'язана з наявністю мартенситного перетворення в процесі нагрівання та охолодження [1, 2]. Часто картина розподілу напружень ускладнюється здійсненням локального термооброблення або формуванням шва з металом, відмінним від основного. Так, у з'єднаннях з аустенітним швом кінетика формування залишкових напружень ускладнюється через неспівпадіння закономірностей перебігу об'ємно-структурних змін металу в суміжних шарах з'єднання [3].

Потреба в забезпеченні технологічної та експлуатаційної надійності елементів з кільцевими з'єднаннями з високоміцних сталей, зумовлює потребу дослідження впливу параметрів режиму зварювання на залишковий напружений стан, що в подальшому уможливить досягнення його

оптимального рівня. У зв'язку з цим, порібен надійний та інформативний спосіб визначення напружень у довільній точці з'єднання.

Дослідження проводились для класу кільцевих з'єднань конструкцій з високоміцних сталей, схильних до мартенситного перетворення під дією термодеформаційного циклу зварювання. Досліджувалися кільцеві напруження на внутрішній поверхні, оскільки вони більші за величиною від таких на зовнішній поверхні і при різних значеннях параметрів, що характеризують геометрію оболонки набувають як додатних, так і від'ємних значень.

Для розрахунку розподілу залишкових напружень застосовувався розрахунково-експериментальний метод умовних пластичних деформацій, що базується на розв'язанні обернених задач механіки напружених деформівних тіл, з використанням експериментальних та теоретичних даних про напруження у зварних з'єднаннях елементів конструкцій з високоміцних сталей [5], модифікований для випадку зварювання високоміцних сталей, схильних до аустеніто-мартенситного й аустенітобейнітного перетворень під дією ТДЦЗ кільцевим швом [4, 5].

У математичній моделі розрахунково-експериментального методу вплив зовнішніх факторів на величину й форму розподілу залишкових напружень виражається через такі параметри, що піддаються регулюванню: z_0 — ширина зони пластичних деформацій; $z_{\rm M}$ — віддаль від умовної осі шва до максимуму пластичних деформацій, тісно зв'язаний з розташуванням зони сплавлення у зоні термодеформаційного впливу, на віддаль від якої істотно впливає величина погонної енергії зварювання.

При зміні параметра a_0 , який відтворює вплив особливостей виконання зварного шва, його структури, механічних властивостей, параметрів ТДЦЗ [6], відбувається істотна зміна просторового розподілу напружень. Параметр z_0 залежить від умов тепловідведення із ЗТДВ та погонної енергії зварювання. Його збільшення характерне для більш "м'яких" режимів зварювання та вищої теплопровідності матеріалу оболонки, викликає рівномірне спадання величини та градієнта осьових і кільцевих напружень. Характерно, що біля осі шва вплив параметра z_0 дуже незначний.

Параметр $z_{\rm M}$ найбільшою мірою залежить від закономірності поширення теплових потоків при зварюванні [3], потужності режиму та ін. З його зростанням на ділянці 5—10 мм від осі шва відбувається певний "стрибок" напружень більш виражений у кільцевому напрямі як на осі шва, так і в ділянці максимальних напружень — відбувається зростання абсолютної величини напружень.

Характерно, що залишкові напруження істотно змінюються лише в широкому інтервалі значень параметра z_0 . Значно більші зміни напружень викликає переміщення максимуму пластичних деформацій всього на 2 — 4 мм. Параметр a_0 складніше піддається зміні, вплив на нього може здійснюватись, у першу чергу, через склад шва, або, частково, при зміні параметрів режиму зварювання, коли в першу чергу варто звертати увагу на величину z_{M} . Тому ефективніше керування розподілом залишкових напружень може здійснюватись зміною параметра z_{M} [3, 4, 5].

У результаті виконаних досліджень встановлено закономірності впливу зовнішніх параметрів на залишкові напруження в кільцевому зварному з'єднанні елементів з високоміцних сталей. Напруження на внутрішній поверхні оболонки в осьовому напрямі є розтягувальними. Кільцеві напруження пересічно в 1,2 — 1,4 рази вищі за аналогічні на зовнішній поверхні, і при різних значеннях параметрів, що характеризують функцію поля пластичних диформацій та геометричні розміри оболонки, в межах поля умовних пластичних деформацій набувають як додатних, так і від'ємних значень. При цьому ті самі параметри по-різному впливають на значення напружень в осьовому й кільцевому напрямах на осі шва і в ЗТДВ [6].

Найефективніше впливати на залишковий напружений стан можна зміною параметра, який залежить від умов тепловідведення та погонної енергії зварювання, що здійснюється за рахунок регулювання термодеформаційного циклу зварювання.

При проектуванні технологічних процесів виготовлення кільцевих з'єднань конкретних деталей машин та конструкцій слід враховувати крім умов роботи, зокрема величини та характеру експлуатаційних навантажень, особливості розподілу залишкових напружень на внутрішній поверхні.

1. Макаров Э.Л. Холодные трещины при сварке легированных сталей. — М.: Машиностроение, 1981. — 247 с. 2. Назарчук А.Т., Снисарь В.В., Забуранный Ю.А. Оценка технологической прочности соединений

толстолистовых закаливающихся сталей с многослойными ивами // Автоматическая сварка. — 2003. — №9. С. 3—11. 3. Палаш Р.В. Підвищення технологічної та експлуатаційної міцності зварних деталей машин з високоміцних сталей // Машинознавство. — 2004. — №8 (86). — С.51—54. 4. Осадчук В.А., Палаш Р.В. Визначення залишкових напружень у тонких пластинах з прямолінійними швами // Вісник ДУ "Львівська політехніка" "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". — Львів. — 2000. — №396. — С. 91—95. 5. Палаш Р.В. Вплив величини зони пластичних деформацій на залишкові напруження в кільцевих з'єднаннях обсадних труб // Вісник НУ "Львівська політехніка" "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". — 2004. — №509. — С. 99—104. 6. Палаш Р.В. Визначення раціональних факторів впливу на залишкові напруження в зварних з'єднаннях конструкцій із високоміцних сталей // Науковий вісник Укр ДЛТУ: Збірник науково-технічних праць. — 2006. — №16.6.—- С. 87—89.

ВИЗНАЧЕННЯ ДОПУСТИМИХ ПОШКОДЖЕНЬ ЗАЛІЗНИЧНИХ КОЛІС ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ В УМОВАХ ПОНИЖЕНИХ ТЕМПЕРАТУР

ASSESSMENT OF ADMISSIBLE DAMAGES OF RAILWAY WHEELS OPERATING AT LOW TEMPERATURES

Орест Осташ, Ігор Андрейко, Володимир Кулик

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

The admissible and critical sizes of fatigue cracks are estimated in railway wheels working at low (to $-60^{\circ}C$) temperatures. It is shown that admissible and temperature independent (in the interval from $20^{\circ}C$... to $-60^{\circ}C$) size of the fatigue crack on the wheel rim surface does not exceed 1.9 - 2.5 mm at the circumferential stress range of 400 MPa and 0.6 - 0.8 mm at 700 MPa. The conclusion was done that for high-strength railway wheels exploited at low-temperatures the non-destructive testing devices with the sensitivity to fatigue cracks of length 1 mm are needed.

Обгрунтовано [1] можливість заміни залізничних коліс поточного виробництва на розроблені високоміцні [2] за експлуатації їх в умовах багатоциклової втоми. Однак за високих амплітуд навантаження експлуатація дослідних високоміцних коліс з наявними втомними тріщинами має застереження через небезпеку крихкого руйнування. Схильність до такого руйнування посилюється в умовах експлуатації коліс за низьких кліматичних температур через явища холодноламкості. З метою уникнення неконтрольованого росту тріщини слід встановити допустимі розміри втомних тріщин у колесах за умов їх експлуатації при низьких (до -60 ⁰C) температурах.

У процесі експлуатації, тріщини виникають у першу чергу на поверхні кочення залізничних коліс, де вони розвиваються переважно в умовах одновісного напруженого стану, тому для визначення граничного стану колеса з чвертьеліптичною поверхневою тріщиною довжиною c (див. схему на рис. 1) за дії розмаху $\Delta \sigma$ циклічних колових напружень можна скористатися [3] такою формулою:

$$K_I = 1,45\sigma\sqrt{c}$$
,

маючи на увазі, що руйнування в основному зумовлене опором відриву. Це співвідношення дає змогу оцінити розміри критичних (коли $\Delta K_I = \Delta K_{fc}$), безпечних ($\Delta K_I = \Delta K_{th}$) і допустимих ($\Delta K_I = \Delta K_{giv}$) розмірів тріщин, де ΔK_{giv} — заданий розмах КІН в околі вершини тріщини.

Аналіз розрахунків критичних довжин тріщин, проведених для розмаху реальних колових напружень 400 і 700 МПа [4], показує (див. рис. 1), що за розмаху напружень $\Delta \sigma = 400$ МПа, близьких до межі витривалості сталей, критичний розмір втомної тріщини за нормальної температури складає 29,7 і 12,6 мм відповідно для колеса поточного і дослідного виробництва.



Рис. 1. Вплив температури експлуатації на критичну довжину тріщини в колесі поточного (O, \Box) і дослідного (\bullet , \blacksquare) виробництва за рівня напружень $\Delta \sigma = 400 \ (\Box, \blacksquare)$ і $\Delta \sigma = 700 \ M\Pi a \ (O, \bullet)$

З пониженням температури до -60 ⁰С критичний розмір падає у 5—10 разів і стає 3 та 2,5 мм відповідно. За розмаху напружень $\Delta \sigma$ =700 МПа критичними за низьких температур експлуатації стають тріщини біля 1 мм для обох коліс. Оцінювання допустимих тріщин у колесах, коли можна не брати до уваги вплив низьких кліматичних температур, тобто при $\Delta K_{giv} = 25$ МПа · \sqrt{M} для дослідного колеса і ΔK_{giv} =29 МПа · \sqrt{M} для колеса поточного виробництва (див. рис. 2), дає такі довжини: 1,9...2,5 мм при $\Delta \sigma$ =400 МПа і 0,6...0,8 мм при $\Delta \sigma$ =700 МПа.

Оцінювання не поширювальних втомних тріщин за значенням порогу втоми ΔK_{th} при нормальній і низькій (-60 °C) температурах показує, що безпечний розмір тріщини при $\Delta =400$ МПа рівний 0,13...0,19 мм, а при $\Delta \sigma =700$ МПа — 0,04...0,06 мм, що сумірно зі структурно-механічним параметром d^* колісних сталей, який визначає розмір початкової макротріщини [1]. Тобто практично кожна втомна макротріщина, що виникає в залізничних колесах, стає субкритичною.



Рис. 2. Температурні залежності швидкості росту втомної макротріщини при заданому розмаху ДК в околі її вершини для сталей коліс поточного (a) і дослідного (b) виробництва

Наведені результати отримані на підставі даних, встановлених за асиметрії циклу навантаження R=0,1. Відомо, що в експлуатації, зокрема під впливом процесів при гальмуванні, в колесах можуть додатково виникати залишкові напруження, які підвищують асиметрію циклу навантаження, що в умовах нормальної і низьких температур призводить до зниження порогу втоми ΔK_{th} і циклічної в'язкості руйнування ΔK_{fc} [5]. Це може зумовити ще більше зменшення критичних і безпечних розмірів дефектів.

Таким чином, отримані результати вказують на підвищену небезпеку крихкого руйнування дослідних залізничних коліс в умовах низьких кліматичних температур. Тому потрібне обмеження допустимих робочих напружень і розмірів дефектів у колесах, щоб вони експлуатувалися в умовах багатоциклової втоми. При цьому потрібно вдосконалювати методи неруйнівного контролю дефектності коліс для достовірного виявлення поверхневих втомних тріщин міліметрового розміру.

1. Втомна довговічність сталей залізничних коліс / О.П. Осташ, І.М. Андрейко, В.В. Кулик та ін. // Фіз.хім. механіка матеріалів. — 2007. — №3. — С. 93—102. 2. Научная разработка и производственная реализация технологии микролегирования и термоупрочнения высокоизносостойких железнодорожных цельнокатаных колес / И.Г. Узлов, К.И. Узлов, О.Н. Перков, А.В. Кныш // Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб. науч. тр. — 2004. — Вып. 7. — С. 231—243. 3. Ветенкамп Г.Р., Кипп Р.М. Разрушение колес железнодорожного вагона диаметром 836 мм, обусловленное тепловыми и рельсовыми нагрузками // Конструирование и технология машиностроения. — 1978. — Т. 100, №3. — С. 184—192. 4. Multiaxial fatigue reliability analysis of railroad wheels / Y. Liu, L. Liu, B. Stratman, S. Mahadevan // Reliability Engineering and System Safety. — 2008. — 93. — Р. 456—467. 5. Влияние закрытия трещины и асимметрии цикла нагружения на кинетические диаграммы усталостного разрушения при нормальной и низкой температурах / О.П. Осташ, В.Т. Жмур-Клименко, Е.М. Костык, А.Б. Куновський // Физ.-хим. механика материалов. — 1987. — №3. — С. 58—63.

ДІАГНОСТИКА ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ СТАЛІ ЕНЕРГОУСТАТКУВАННЯ МЕТОДАМИ МЕХАНІКИ ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ

DIAGNOSTICS OF THE IN-SERVICE RELIABILITY OF POWER EQUIPMENT STEEL BY THE FATIGUE FRACTURE MECHANICS METHOD

Орест Осташ, Олександр Вольдемаров, Роман Чепіль

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

Using the analysis of a set of standard static mechanical characteristics and parameters of local fracture at stress concentrators under cyclic loading, the significant sensitivity of the initial fatigue macrocrack initiation resistance to steam pipe-line steel in-service degradation is shown.

Надійність та безпечна експлуатація трубопроводів сучасних енергетичних установок, що працюють під тиском за умов підвищеної температури, визначаються запасом міцності конструкції та фактичним регламентом їх тривалої експлуатації. Для їх об'єктивної оцінки потрібна інформація про напружено-деформований та структурний стан металу, особливо у місцях концентрації напружень та деформацій. У практиці діагностування об'єктів відповідального призначення під час проведення експертиз промислової безпеки застосовуються, в основному, методи дефектоскопії, спрямовані на виявлення порушень цілісності матеріалу та зварних з'єднань, у поєднанні з металографічним аналізом і оцінкою стандартних статичних механічних властивостей за твердістю металу поверхневих шарів [1]. Проте згини парогонів ТЕС під час експлуатації, окрім дії стаціонарних (під час базових режимів експлуатації) і змінних (пуски та зупинки протягом експлуатації обладнання) навантажень та вібрацій, додатково зазнають впливу циклічних компенсаційних напружень від температурного розширення [2]. Сукупність цих факторів висуває жорсткі вимоги до оцінки роботоздатності металу згинів на парогонах. Тому задача отримання об'єктивних даних про реальний стан металу стінок парогону та оцінку його ресурсу працездатності може бути вирішена насамперед шляхом визначення показників опору руйнуванню за циклічних напружень. Перевагою такого підходу є діагностика технічного стану об'єктів на етапі структурно-фазових змін та формування початкової втомної пошкоджуваності, тобто задовго до виникнення великих дефектів. З позицій механіки руйнування це означає, що граничний стан об'єкта контролю, зокрема парогону, розглядається на стадії зародження початкової втомної макротріщини.

Оцінювали стан металу з трьох зон згину (розтягнутої, середньої і стиснутої) парогінної труби зі сталі 15Х1М1Ф, експлуатованої за температури 545 °C та тиску 14 МПа протягом 237 тис. год.

Встановлено, що через нерівномірність напружено-деформованого стану металу згинів парогонів у різних зонах процеси трансформації структури і розвитку пошкоджуваності за експлуатаційних умов проходять з різною інтенсивністю. Високотемпературне напрацювання парогону інтенсифікує розпад другої фази в металі зони розтягу: перлітні ділянки мікроструктури майже зникають та формується структура ферит-коагульовані карбіди. Відмінності у протіканні процесів повзучості у матеріалі зон згину обумовлюють і різний характер виділення карбідних фаз та їх кількість. У результаті довготривалого напрацювання сталі 15Х1М1Ф розвивається пошкоджуваність внаслідок втоми і повзучості, що завершується утворенням пор. Процес зародження мікропор є структурно залежним, виникають мікропори у тілі зерна біля субмеж або на межі матриця-карбід. У зоні розтягу концентрація пор найбільша та їхній розмір сягає ~3,0 мкм, що пов'язано з більш жорсткими силовими умовами експлуатації металу.

Результати короткочасних статичних випроб за одновісного розтягу металу, вирізаного з трьох зон згину парогону, свідчать, що стандартні механічні характеристики сталі (передбачені чинними нормативними документами [1]) слабо змінюються залежно від типу зони (див. табл. 1). При переході від стиснутої до розтягнутої зони дещо знижуються міцністні характеристики при практично незмінних показниках пластичності δ та ψ . Для металу з розтягнутої області зафіксовано менші значення твердості HB.

Таблиця 1

Металографічний аналіз структури, показники мікропошкоджуваності та механічні властивості сталі парогону після тривалої експлуатації

Зона дослідження	Мікро- структура	σ _{0,2} , МПа	σ _B , МПа	ψ, %	δ, %	HB	^{*)} Бал сферої- дизації перліту	Серед. вміст перліту, %	Серед. вміст пор, %	^{*)} Бал мікро- пошк.	<i>N_i</i> , циклів при Δσ _y = 1280 МПа	(Δσ _y) _{th} , МПа
Розтягнута	ферит, перліт, карбіди	338	470	58	12,8	146	5	6	0,27	3	367 000	1215
Середня	- // -	370	482	56	12,0	155	3	11,6	0,20	2	616 000	1248
Стиснута	- // -	405	491	58	13,4	159	3	13,3	0,095	2	1 770 000	1280

Примітки. Подано усереднені дані випробовувань 3 — 5 зразків; *) — ОСТЗ4-70-690-96.



Рис. 1. Діаграми опору зародженню втомної макротрішини в зонах згину парогону

У той же час параметри локального руйнування біля концентраторів напружень, що є базовими характеристиками конструкційних матеріалів, виявили істотні відмінності у тріщиностійкості на стадії зародження початкової втомної макротріщини завдовжки $a_i = d^* = 0,15$ мм в зонах згину (d^* — структурно-механічний параметр [3]). Залежність кількості циклів навантаження N_i до зародження втомної макротріщини від розмаху локальних напружень в околі вершини вирізу $\Delta \sigma_y$ (гострим геометричним вирізом моделювали скупчення пор у структурі сталі) для металу зони розтягу зсува-

ється в бік менших значень довговічності (див. рис. 1). Причому, за величини розмаху локальних напружень $\Delta \sigma_y = 1280$ МПа в малоцикловій області навантаження втомна довговічність зони розтягу зменшується в 4,8 рази порівняно з металом зони стиску згину. Пороговий розмах локальних напружень ($\Delta \sigma_y$)_{th}, коли початкова макротріщина біля концентратора напружень не утворюється, для металу зони розтягу становить 1215 МПа і є найнижчим порівняно з іншими зонами (див. табл. 1).

Таким чином, застосування параметрів локального руйнування біля концентраторів напружень виявило істотні відмінності у тріщиностійкості зон згину. Довговічність до зародження початкової втомної макротріщини є значно чутливішою до експлуатаційної термомеханічної деградації металу згину парогону порівняно з короткочасними статичними механічними характеристиками.

1. СОУ-Н МПЕ 40.1.17.401:2004. Нормативний документ. Настанова. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. Типова інструкція. — К.: ОЕП "ГРІФРЕ", 2005. — 76 с. 2. Антикайн П. А. Металлы и расчет на прочность котлов и трубопроводов. — М.: Энергоатомиздат, 1990. — 368 с. 3. Осташ О. П. Нові підходи в механіці втомного руйнування // Фіз.-хім. механіка матеріалів. — 2006. — №1. — С. 13—25.

ВПЛИВ ЦИКЛІЧНИХ ТА СТАТИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ У СІРКОВОДНЕВИХ СЕРЕДОВИЩАХ

INFLUENCE OF CYCLIC AND STATIC LOADING ON STRUCTURAL MATERIALS SERVICEABILITY IN HYDROGEN SULFIDE ENVIRONMENTS

Олександр Радкевич, Галина Чумало, Роман Юркевич

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

The structural 20 steel and 30 XMA steel (that are most useful for gas-oil equipment) under static and cyclic loading in the air and standard hydrogen sulfide NACE solution have been studied. It has been shown that steels with higher resistance to sulfide stress corrosion cracking (SSCC) have higher crack growth resistance. It has been established that time to failure of specimens under sign-changing loading decrease in 8-10 times in comparison with such under static loading.

Сучасний етап розроблення нафтових і газових родовищ супроводжується зростаючою кількістю технічних (високі тиски, температура, агресивні пластові води, глибокі, в тому числі похилі та горизонтальні свердловини), екологічних та економічних проблем.

Велика увага приділяється попередженню корозійної втоми конструкцій гідротехнічних споруд, перш за все бурових платформ і стаціонарних платформ для видобутку нафти й газу, оскільки саме вони зазнають циклічних навантажень від удару хвиль, вібрації механізмів, дії вітру. Вібрації механізмів спричинюють багатоциклову, а удари хвиль і дія вітру — малоциклову втому.

Штангове свердловинне насосне устаткування працює в умовах дії змінних напружень і корозійно-агресивного середовища, що містить мінералізовану воду, у складі якої часто є сірководень, вуглекислий газ, кисень та інші агресивні гази. Змінні напруження у штангах змінюються за асиметричним циклом і також приводять до явищ корозійної втоми.

Усе це гостро ставить питання про необхідність забезпечення якості обладнання як на стадії виготовлення, так і в процесі їх експлуатації.

Автори досліджували сталі 20 і 30ХМА, які широко використовуються для виготовлення обладнання нафтогазовидобувної промисловості, у порівнянні з іншими конструкційними матеріалами. Дослідження проведені у повітрі та стандартному сірководневому розчині NACE (5 % водний розчин NaCl+0,5% CH₃COOH, насичений H₂S; pH ~ 4; 20 °C) при статичних і циклічних наванта-

женнях зразків, що відображає реальні умови експлуатації нафтогазовидобувного обладнання. Підтверджено тенденцію до зниження опірності сірководневому корозійному розтріскуванню при напруженні (СКРН) сталей різного класу зі зростанням твердості. Показано, що сталі з вищою опірністю СКРН мають вищу тріщиностійкість як у повітрі, так і в сірководневому розчині NACE. Встановлено, що при знакозмінних навантаженнях, час до руйнування зразків усіх досліджених сталей зменшується у 8 — 10 разів порівняно з випробуваннями при статичних навантаження, причому асиметрія циклів навантаження має другорядний вплив на руйнування сталей у сірководневому середовищі.

МІЦНІСТЬ ТІЛ З ТРІЩИНАМИ, ЗАЛІКОВАНИМИ ЗА ІН'ЄКЦІЙНИМИ ТЕХНОЛОГІЯМИ

STRENGTH OF BODIES WITH THE CRACKS HEALED ON INJECTIONS TECHNOLOGIES

Віктор Силованюк, Валерій Маруха, Наталія Онищак

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Україна, 79053, м. Львів, МСП, вул. Наукова,5.

The approximate analytic solution of the problem for cracklike defect in elastic cylinder is obtained. The level of strengthening of cylindrical element with crack, when if is filled with injection material is determined. The parameters that define the effectiveness of the strengthening by injection are established. Experimental investigations that prove the theoretical prognosises about strengthening of element of the construction by means of injectioning technologies are carried out.

Досліджуючи тріщиностійкість крихких матеріалів (кераміка, бетон, гірські породи, надтверді сплави) широко застосовують схему навантаження, зображену на рис. 1.



Рис. 1. Схема навантаження циліндричного зразка з тріщиною

Круговий циліндр (диск) стискують рівномірно розподіленими вздовж твірної в площині тріщини зусиллями інтенсивності *p*. При цьому використовується та обставина, що в однорідному (без тріщини) циліндрі, завантаженому як показано на рис. 1, в площині дії зусиль стиску реалізується однорідний напружений стан розтягу [1]:

$$\sigma_{y} = \frac{p}{\pi R},\tag{1}$$

де *p* — інтенсивність рівномірно розподілених по твірній зусиль; *R* — радіус циліндра.

$$K_{I} = p \sqrt{2\lambda / \left[\pi \left(1 - \lambda^{2}\right)\right]} \left(1 + \lambda^{2} - 7/8\lambda^{4} + \lambda^{6}/2 - 59/128\lambda^{8} + \lambda^{10}/128 - 0,3447\lambda^{12}\right) \quad \lambda = \frac{l}{R}.$$
 (2)

Граничне навантаження дискового зразка з тріщиною встановлюється з умови $K_I(p_*,l) = K_{IC}$. Співвідношення (2) є базовим для встановлення характеристики тріщиностійкості K_{IC} крихких матеріалів.

Припустимо, що тріщиноподібна порожнина щільно заповнюється матеріалом, який тужавіє та склеює поверхні тріщини. В результаті відновлений елемент здатний нести певні навантаження $p > p_*$. Встановимо граничне навантаження, що відповідатиме залишковій короткочасній міцності циліндричного елемента конструкції. Для цього визначимо вплив пружного заповнювача на напружено-деформований стан в околі тріщини, припустивши: ін'єктування не супроводжується розклинюванням; модуль Юнга ін'єкційного матеріалу E_i після тверднення не перевищує модуль Юнга основного матеріалу E_i поверхні поділу матеріалів ідеально контактують.

За таких умов заповнену тріщину можна розглядати в рамках моделі тонкого включення [3, 4]. Згідно з цією моделлю реакція матеріалу заповнювача на навантаження розтягом представляють по аналогії з реакцією пружної основи типу Вінклера [3]. Зокрема, за умов одновісного розтягу, що реалізується в площині тріщини, матимемо:

$$\sigma_{y} = \frac{\left[u^{*}\right]E_{i}}{2h(x)}; \ \tau_{xy} = 0 \quad \text{при } y = 0, -l < x < l \ .$$
(3)

Тут $[u^*]$ — стрибок переміщень точок поверхні, заповненої тріщини в напрямі осі *Oy*; 2h(x) — товщина заповнення.

Умови (3), разом із заданими зусиллями стиску на диск, становлять крайову задачу, що зводиться до сингулярного інтегро-диференційного рівняння відносно невідомих переміщень берегів розрізу вздовж відрізка $-l \le x \le l$:

$$\frac{E}{2\pi(1-\nu^2)}\int_{-1}^{1}\left(\frac{1}{\eta-\xi}+M(\eta,\xi)\right)u'(\eta)d\eta-\frac{u(\xi)}{h(\xi)}E_i=\frac{p(\varepsilon-1)}{\pi R},$$
(4)

де
$$M(\eta,\xi) = \frac{\lambda^2}{2(1-\lambda^2\eta\xi)^3} \Big[4\xi - 5\eta + \lambda^2\eta(\xi\eta + 3\eta^2 - 3\xi^2) + \lambda^4\xi\eta^2(\xi\eta + \xi^2 - \eta^2) \Big] + \frac{\lambda^2}{2(1-\lambda^2\xi\eta)^2} \Big[2\xi - \eta + \lambda^2\eta(\eta^2 - 2\eta\xi - \xi^2) + \lambda^4\eta^3\xi^2 \Big], \quad \varepsilon = E_i/E, \quad \xi = x/l, \quad E, \nu$$
 модуль Юнга та

коефіцієнт Пуасона основного матеріалу відповідно.

Тут враховано, що $u^* = u + u^0$; $u^0 = ph/\pi RE$.

Методом малого параметра отримано наближений аналітичний розв'язок цього рівняння. В результаті встановлено, що ступінь відновлення несучої здатності елемента конструкції залежить від корсткості наповнювача та геометричних параметрів тіла і тріщини. Можливе повне відновлення пошкодженого об'єкта, навіть коли жорсткість ін'єкційного матеріалу набагато менша жорсткості основного матеріалу. Ця особливість має важливе значення в практиці застосування ін'єкційних технологій заліковування тріщин.
Розглянута схема навантаження циліндричного зразка із заповненим дефектом пропонується як розрахункова для встановлення характеристики K_{ICi} — опору матеріалу поширенню заповненої тріщини, а фактично, зародженню макротріщини в околі концентратора. Проведені експерименти на бетонних зразках та поліуретані, як ін'єкційному матеріалі, показали співпадання цієї характеристики з K_{IC} . Для кінцевого підтвердження цього висновку, на наш погляд, потрібно провести дослідження в широкому спектрі жорсткості ін'єкційних матеріалів.

1. Мусхелишвили Н. Н. Некоторые основные задачи математической теории упругости. — М.: Наука, 1966. 2. Ярема С. Я, Іванович М. В., Мельничок Л. С. Простые формулы для расчета коэффициентов интенсивности напряжений в стандартних образцах // Физ.-хим. механика материалов. — 1985. — №1. — С. 52—55. 3. Черепанов Г. С. Механика хрупкого разрушения. — М.: Наука, 1974. — 640 с. 4. Панасюк В. В., Стадник М. М., Силованюк В. П. Концентрация напряжений в трехмерных телах с тонкими включениями. — К.: Наук. думка, 1986. — 215 с.

ЗАРОДЖЕННЯ ВТОМНОЇ ТРІЩИНИ БІЛЯ ВКЛЮЧЕНЬ У ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНИХ МАТЕРІАЛАХ

ORIGIN OF FATIGUE CRACK NEAR INCLUSIONS IN ELASTIC-PLASTIC MATERIALS

Віктор Силованюк, Роман Юхим

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Україна, 79053, м. Львів, МСП, вул. Наукова, 5.

The fatigue of materials is conditioned, as known, by change sign plastic deformation in the local volumes of material, which conduces to generation and growth of micro- and macrodefects. The model of origin of fatigue crack near the yielding inclusion in elastic-plastic material, that is in conditions of cyclic uniaxial loadings tension-compression was proposed in this work. On its basis the engineering dependence of number cycles to the origin of fatigue crack near inclusion was determinated.

Втома матеріалів зумовлена, як відомо, знакозмінною пластичною деформацією в локальних об'ємах матеріалу, яка веде до генерації та росту мікро- та макродефектів. Роль інородних включень у цих процесах неоднозначна. З однієї сторони вони, як правило, сприяють зародженню втомних тріщин, а з другої — можуть служити бар'єрами на шляху їх росту. Ступінь негативного або позитивного впливу включень на втому матеріалів істотно залежить від природи включень, їхньої форми та розмірів, а також властивостей матриці.

У доповіді пропонується модель зародження втомної тріщини біля податливого включення в пружно-пластичному матеріалі, що перебуває в умовах циклічних одновісних навантажень розтягомстиском.

Будемо виходити з деформаційного критерію втомної міцності матеріалів [1]:

$$\Delta \varepsilon \left(\frac{N_f^{1-mk} - 1}{1 - mk} \right)^{1/m} + \varepsilon_e = \varepsilon_c, \qquad (1)$$

що враховує здатність матеріалу до циклічного зміцнення або знеміцнення.

Тут $\Delta \varepsilon$ — розмах непружної деформації в першому циклі навантаження; N_f — кількість циклів до руйнування; k — параметр, що характеризує здатність матеріалу до циклічного зміцнення або знеміцнення; m — характеристика матеріалу, аналог параметра в рівнянні Кофіна-Менсона за

умов жорсткого навантаження; ε_c — гранична деформація матеріалу; ε_e — пружна складова деформації в циклі навантаження.

У залежності від властивостей включень та матриці можливі такі схеми:

а) першим руйнується включення або межа поділу матеріалів;

б) початкова тріщина виникає в матеріалі в околі включення.

У цьому дослідженні вважатимемо, що матеріал включення деформується лише пружно, тобто не піддається втомі. Статична ж його міцність та міцність адгезії достатня, щоб не відбулося руйнування в першому циклі навантаження. Тоді всю увагу надаємо дослідженню схеми (б) — виникненню втомної тріщини в околі дефекту однорідної структури.

З критеріального співвідношення (1) отримується вираз для обчислення кількості циклів N_f , потрібних для зародження тріщини в околі включення:

$$N_{f} = \left(\frac{\left(\varepsilon_{c} - \varepsilon_{e}\right)^{m}}{\Delta\varepsilon^{m}}(1 - mk) + 1\right)^{1/(1 - mk)}.$$
(2)

. /

Для встановлення розмаху пластичної деформації $\Delta \varepsilon$ розглядамо процеси, що відбуваються в околі включення на етапах навантаження розтягом, розвантаження та стиску. Обмежимося двовимірною моделлю матеріалу з включенням.

На першому етапі навантаження, коли зусилля зростають до максимального p_{max} , в околі включення формується зона непружних деформацій розтягу. Їхня величина встановлена в [2], і в точці x = a обчислюється за залежністю

$$\varepsilon = -\frac{4ac}{E\rho} (\sigma_0 - \lambda k p_{max}) lncos \frac{\pi p_{max} (1 - \lambda k)}{2(\sigma_0 - \lambda k p_{max})},$$
(3)

де *а* — розмір включення; ρ — радіус кривини вершини включення; $\sigma_0 = (\sigma_T + \sigma_e)/2$; σ_T – межа текучості; σ_e — межа міцності; $\lambda = E_i/E$; E_i, E — модуль Юнга матеріалів включення та матриці відповідно; c = 1 — для плоского напруженого стану; $c = 1 - v^2$ — для плоскої деформації; ν — коефіцієнт Пуасона матриці; k — пружний коефіцієнт концентрації напружень біля включення.

Зі зменшенням навантаження відбувається зворотне переміщення меж пружного матеріалу. Цьому протидіє залишкова деформація пластичного ядра. В цій зоні відбувається перерозподіл напружень. У частині зони ($a < x < l_f$), прилеглій до вершини дефекту, напруження змінюються на стискальні інтенсивності σ'_0 (σ'_0 може відрізнятися від σ_0). В решті зони $l_f < x < l$ вони залишаються розтяговими, що забезпечує обмеженість напружень в зоні передруйнування.

На цьому етапі задача зводиться до розв'язання сингулярного інтегро-диференційного рівняння відносно невідомих переміщень u_v берегів розрізу [-l, l]:

$$\frac{E}{2\pi c} \int_{-l}^{l} \frac{u'_{y}(t)}{t-x} dt - \frac{u_{y}(x)}{d(x)} E_{i} \cdot H(a-|x|) = -p_{min} + p_{min}E_{i} \cdot H(a-|x|) - -\sigma'_{0} \cdot H(|x|-a) \cdot H(l_{f}-|x|) + \sigma_{0} \cdot H(|x|-l_{f}),$$
(4)

тут H(x) — функція Гевісайда; 2d(x) — товщина включення.

Для включення у формі еліпса в припущенні про однорідність напруженого стану у включенні отримується точний розв'язок рівняння (4), який добре узгоджується з числовим розв'язком цього рівняння. Це дало змогу разом зі співвідношенням (2) на основі критерію (1) встановити відносно просту інженерну залежність кількості циклів до зародження втомної тріщини біля включення:

$$N_{f} = \left\{ \left(\left(\varepsilon_{c} - \varepsilon_{e} \right)^{m} \cdot \left(1 - mk \right) \cdot \left(\frac{p_{max}}{E\rho} - \frac{p_{min}}{E\rho} - 2\left(\sigma_{0} + \sigma_{0}'\right) / E - \frac{4 ac}{E\rho} \left(\sigma_{0} - \lambda \kappa p_{max} \right) ln cos(\alpha) + \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{E\rho} \right) \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{1 - cos(\alpha)} \right) - \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{E\rho} \right) \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{E\rho} \right) \right) \right\} \right\}^{-m} + \frac{1}{E\rho} \left\{ 4 a \left(\sigma_{0}' + \lambda \kappa p_{min} \right) ln cos(\alpha) + \left(\sigma_{0}' + \sigma_{0} \right) \left\{ \left(l_{f} - a \right) ln \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{E\rho} \right) - \left(l_{f} + a \right) ln \left(\frac{1 + cos(\alpha)}{E\rho} \right) \right\} \right\} \right\}^{-m} + \frac{1}{E\rho} \left\{ - \frac{1}{E\rho} \left(l_{f} - a \right) ln \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{E\rho} \right) - \left(l_{f} + a \right) ln \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{E\rho} \right) \right\} \right\} \right\}^{-m} + \frac{1}{E\rho} \left\{ - \frac{1}{E\rho} \left(l_{f} - a \right) ln \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{E\rho} \right) - \left(l_{f} + a \right) ln \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{E\rho} \right) \right\} \right\} \right\} \right\}^{-m} + \frac{1}{E\rho} \left\{ - \frac{1}{E\rho} \left(l_{f} - a \right) ln \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{E\rho} \right) - \left(l_{f} + a \right) ln \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{E\rho} \right) \right\} \right\} \right\} \right\}^{-m} + \frac{1}{E\rho} \left\{ - \frac{1}{E\rho} \left(l_{f} - a \right) ln \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{E\rho} \right) - \left(l_{f} + a \right) ln \left(\frac{1 - cos(\alpha)}{E\rho} \right) \right\} \right\} \right\} \right\} \left\{ - \frac{1}{E\rho} \left\{ - \frac{1}{E\rho} \left(l_{f} - a \right) ln \left(l_{f$$

де

$$\alpha = \frac{\pi p_{max} (1 - \lambda \kappa)}{2(\sigma_0 - \lambda \kappa p_{max})},$$

$$\beta = \frac{\pi p_{min} (1 - \lambda \kappa) + \pi p_{max} (1 - \lambda \kappa) (\sigma'_0 + \lambda \kappa p_{min}) / (\sigma_0 - \lambda \kappa p_{max})}{2(\sigma'_0 + \sigma_0)}.$$

1. Панасюк В.В., Силованюк В.П. Розрахункова модель утомного руйнування матеріалів // Фіз.- хім. механіка матеріалів. — 2003. — №3. — С. 44—54. 2. Силованюк В.П., Юхим Р.Я. Деформація та руйнування матеріалів біля включень під статичним навантаженням // Фіз.- хім. механіка матеріалів. — 2007. — №6. — С. 31—35.

ДІАГНОСТУВАННЯ УТВОРЕННЯ ДИСКОПОДІБНИХ ТРІЩИН У ВОЛОКНИСТИХ КОМПОЗИТАХ

DIAGNOSTICS OF PENNY-SHAPED CRACK FORMATION IN FIBROUS COMPOSITES

Валентин Скальський¹, Олег Сергієнко¹, Юрій Матвіїв²

¹Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Україна, 79601, м. Львів, МСП, вул. Наукова, 5; ²Луцький національний технічний університет, Україна, 43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75.

The formalism describing the formation of penny-shaped cracks in elastic media has been presented. Such defects are considered as sources of acoustic emission. The values for the dynamic components of the displacement vector for the cases of the formation of a single penny-shaped crack and for systems with two or more cracks have been calculated. The relationships between such parameters as acoustic emission signal amplitude, surface area of the crack and time for the stress relaxation on the crack walls have been established.

Під час експлуатації виробів чи окремих елементів конструкцій виникають ситуації, за яких відбувається утворення мікротріщин у локалізованому об'ємі конструкційного матеріалу. Такі процеси є дискретними з невеликим часом тривалості та інтервалів між послідовними подіями тріщиноутворення. Для їх діагностування, наприклад методом акустичної емісії (АЕ), потрібно вміти розрізняти послідовні події, оскільки від цього залежить оцінка об'ємної пошкодженості матеріалу [1]. У цьому аспекті істотну роль відіграє взаєморозташування тріщин у співвідношенні до їх характерних розмірів тощо.

Сказане вище особливо стосується діагностування композитних матеріалів (КМ) і волокнистих композитів, зокрема. Волокнисті композити відрізняються від однорідних конструкційних матеріалів тим, що вони складаються з двох або більше різних за формою фаз. Основними з них є високоміцна, здебільшого крихка, фаза, що утворюється тонкими волокнами і низькоміцна, дещо пластична фаза — матриця, котра заповнює місце між волокнами і повністю пов'язана з ними. Волокна, зазвичай, можуть бути орієнтовані будь-як або ж спеціально укладатися у заданому напрямі. Матеріал матриці майже завжди ізотропний і однорідний. Можливість вибирати орієнтацію волокон та комбінувати їхні різні типи у взаємозв'язку з підбором матеріалу матриці дає змогу створювати КМ з кращими міцнісними та пружними властивостями.

Звичайно, неруйнівний контроль і технічне діагностування КМ на основі явища АЕ вимагають встановлення відповідних кореляційних залежностей між сигналами АЕ та процесами утворення і росту різного роду дефектів, які виникають під дією статичних і статично-змінних навантажень у КМ. Вони призводять до руйнування матриці, волокон, наповнювача, а також межі поділу між ними. Слід зауважити, що у своїй більшості відомі методи дефектоскопії, що широко застосовуються для неруйнівного контролю і технічного діагностування виробів і конструкцій з металу виявилися зовсім непридатними для досліджень композитів через їхню складну структуру. У зв'язку з цим, розроблення нових критеріїв і методик для створення сучасних методологій дефектоскопії КМ не втратила своєї актуальності. Особливо важливо встановити роздільну здатність таких методик, враховуючи поріг чутливості апаратурних засобів, специфіку структури та механічні характеристики КМ тощо.

Мета досліджень — на основі амплітудного аналізу пружних хвиль AE, що виникають під час утворення тріщиноподібних дефектів, встановити кількісні критерії оцінки взаємовпливу системи близько розташованих тріщин під час руйнування волокон у КМ.

Для знаходження динамічного поля переміщень, яке генерується при утворенні тріщини у зоні інтенсивних деформацій, сформулювано відповідну математичну модель цього процесу. Спочатку показано метод розв'язування відповідної динамічної задачі про утворення однієї дископодібної тріщини. Для цього розглянуто безмежне однорідне та ізотропне пружне тіло, що розтягується на нескінченності рівномірно розподіленими зусиллями інтенсивності σ . У деякий момент часу, що приймається за початковий, у тілі в області дислокаційних скупчень достатньо високої концентрації внаслідок локальної втрати міцності за характерний час $\tau_r \sim r_0/c_1$ утворюється м/т дископодібної форми радіуса r_0 . Динамічне поле переміщень у пружному тілі визначається з розв'язку рівняння руху у переміщеннях [2].

Показано, що врахування релаксації напружень на берегах новоутвореної тріщини приводить до зменшення максимальних значень компонент вектора переміщень і до збільшення ширини першого максимуму випромінювання пружних хвиль. Загалом отримані з урахуванням релаксації залежності мають плавніший характер порівняно з випадком миттєвого утворення дископодібної тріщини.

Далі роглянуто утворення двох дископодібних тріщин, що мають однакові радіуси r_0 і розташовані у паралельних площинах, перпендикулярних до напряму прикладання зусиль. Приймається, що віддаль між їхніми центрами, яка дорівнює 2*d*, є достатньо великою, такою, що у статичному випадку можна знехтувати взаємовпливом напружених станів, спричинених цими дефектами. Розглядаються ці тріщини як незалежні. В такому разі пружне поле переміщень, що відповідає утворенню двох дископодібних тріщин, можна отримати шляхом суперпозиції відповідних переміщень для ізольованої тріщини. Отриманий так розв'язок задачі буде справедливим до того моменту часу, поки випромінена одною з тріщин хвиля не досягне точки спостереження, відбившись від іншого дефекту.

У результаті отримано залежності нормованого модуля вектора переміщень від безрозмірного часу T для випромінювання у дальній зоні та кутів спостереження $\phi=0^{\circ}$ та $\phi=90^{\circ}$. Показано, що коливання, окрім випадку $\phi=\pi/2$, містять два максимуми: перший з них відповідає приходу у точку

спостереження поздовжньої хвилі від тріщини, що розташована ближче, а другий — від віддаленішого дефекту. В загальному, максимумів буде стільки, скільки дефектів утворилось. Хоча для дуже великих часів релаксації можлива ситуація, коли ширина цих максимумів буде настільки великою, що вони перекриються. Однак у розглядуваному діапазоні часів релаксації цього не спостерігалось.

Спектральні характеристики отриманих коливань, розраховані методом швидкого перетворення Фур'є мають більш осцилюючий характер, порівняно з випадком утворення одної тріщини, що пов'язано з наявністю двох максимумів.

Спрямованість випромінювання [3] для поздовжньої хвилі досліджували, проводячи розрахунки максимуму модуля вектора переміщень у залежності від кутів спостереження та віддалей між центрами тріщин. У результаті встановлено, що кутовий розподіл випромінювання вже не є осесиметричним, що спостерігалось у випадку утворення однієї дископодібної тріщини. Найбільше спотворення порівняно з однією дископодібною тріщиною діаграма має у площині, перпендикулярній до прямої, яка з'єднує центри дефектів. Згадана обставина істотно ускладнює визначення просторової орієнтації і розмірів дефектів. Слід зазначити, що в цьому випадку не просто встановити і їх місце знаходження. Це зумовлено тим, що деякий первинний перетворювач акустичної емісії під час проведення локації може зафіксувати сигнал, що досяг його першим, від одного дефекту, а інший такий перетворювач — від другого, а не від того ж. Уникнути цього можна, якщо часовий інтервал між максимумами перевищує різницю часів приходу сигналу від одного і того ж дефекту до різних первинних перетворювачів сигналів акустичної емісії. В такому разі не буде також і спотворення діаграми кутового розподілу випромінювання: вона розділиться на дві, кожна з яких відповідатиме утворенню одної ізольованої дископодібної тріщини.

Отримані у праці залежності дають змогу оцінити амплітуди сигналів акустичної емісії під час утворення як однієї тріщини, так і системи тріщин за будь якої їх кількості, які виникають у композитних матеріалах під час їх навантаження чи деформування.

1. Скальський В.Р., Андрейків О.С. Оцінка об'ємної пошкодженості матеріалів методом акустичної емісії. — Львів: Видавничий центр ЛНУ ім. І. Франка, 2006. — 330 с. 2. Андрейків О.С., Скальський В.Р., Сулим І.Т. Теоретичні основи методу акустичної емісії в механіці руйнування. — Львів: Сполом, 2007. — 480 с. 3. Skalskyi V.R., Koval P.M. Some methodological aspects of application of acoustic emission. — Lviv: Publishing House Spolom, 2007. — 336 p.

ВЗАЄМОДІЯ ПЛОСКИХ ТРІЩИН ТА ПОРОЖНИН СКЛАДНОЇ ФОРМИ У БЕЗМЕЖНОМУ ПРУЖНОМУ ТІЛІ

INTERACTION OF FLAT CRACKS AND INTERSTICES OF THE IRREGULAR SHAPE IN ELASTIC SPACE

Богдан Стасюк

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

The method of definition of a stress concentration in the elastic body under-designed by flat cracks and three-dimensional interstices which interact among themselves is offered. The method is construct on an exact reduction of problems about definition of a stress concentration by defects to boundary integral equations, and also on is boundary-element parameterization and a discretization of the equations with use of the generalized integrals of the Gauss and topological maps with regularizing Jacobians.

Однією з головних причин руйнування машинобудівних конструкцій є концентрація напружень, що часто викликана дефектами типу тріщин, включень, порожнин. Взаємодія близько розташованих дефектів істотно впливає на ймовірний напрям поширення тріщин, зокрема,

коефіцієнти інтенсивності напружень у точках контуру тріщини, що ближче розташовані до поверхні тіла або порожнини, значно перевищують аналогічні величини для ізольованої тріщини. При цьому велике значення має як топологія порожнини чи поверхні тіла, так і орієнтація самої тріщини. Тому дослідження взаємодії тріщин з поверхнею тіла та порожнинами мають особливо важливе значення в механіці крихкого руйнування елементів машин та споруд. Розв'язки таких задач мають безпосереднє застосування в дефектоскопії, геомеханіці та інших галузях.

У доповіді розглянуто пружне ізотропне безмежне тіло Ω з механічними пружними характеристиками G (модулем зсуву) та v (коефіцієнтом Пуасона), що містить плоску тріщину та тривимірну порожнину довільної форми, обмежену гладкою поверхнею S. На безмежності до тіла

прикладене статичне навантаження N. Нехай $\mathbf{u}_0(\mathbf{x})$, $\{\sigma^0(\mathbf{x})\}$ — пружне поле переміщень та напружень, що виникає під дією цього навантаження в однорідному суцільному безмежному тілі з аналогічними механічними характеристиками.

Сьогодні є декілька підходів до розв'язування тривимірних задач математичної теорії тріщин. Одним з найефективніших підходів є зведення таких задач до граничних інтегральних рівнянь з ядрами типу ньютонівського потенціалу. Доведено теореми існування та єдиності розв'язків гіперсингулярних інтегральних рівнянь у класі функцій, які загасають на межі області інтегрування (області тріщини), що важливо для гарантування стійкості числових процедур.

Густини потенціалів мають реальний фізичний зміст, вони характеризують стрибки переміщень протилежних поверхонь тріщини. Інтегральне подання Сомільяно компонент вектора переміщень у точках поверхні порожнини матиме вигляд

$$u_{i}(\mathbf{x}) = \iint_{S} U_{ij}(\mathbf{x}, \mathbf{\eta}) P_{j}(\mathbf{\eta}) dS_{\mathbf{\eta}} - \iint_{S} T_{ij}(\mathbf{x}, \mathbf{\eta}) u_{j}(\mathbf{\eta}) dS_{\mathbf{\eta}} + u_{0i}(\mathbf{x}), \quad x \in \Omega, \quad i = 1, 2, 3,$$

де Р (η); **u** (η) — вектори зусиль і переміщень на поверхні порожнини; функції $U_{ij}(\mathbf{x}, \eta)$ і $T_{ij}(\mathbf{x}, \eta)$ — ядра Кельвіна, які за умови відсутності об'ємних сил, можна записати так:

$$U_{ij}(\mathbf{x},\mathbf{\eta}) = \frac{1}{16\pi G(1-\nu)} \left[(3-4\nu) \frac{\delta_{ij}}{|\mathbf{x}-\mathbf{\eta}|} + \frac{(x_i - \eta_i)(x_j - \eta_j)}{|\mathbf{x}-\mathbf{\eta}|^3} \right]; \quad i, j = 1, 2, 3,$$

$$T_{ij}(\mathbf{x},\mathbf{\eta}) = \frac{1}{8\pi(1-\nu)|\mathbf{x}-\mathbf{\eta}|^2} \left\{ \frac{(x_m - \eta_m)}{|\mathbf{x}-\mathbf{\eta}|} n_m(\mathbf{\eta}) \left((1-2\nu)\delta_{ij} + 3\frac{(x_i - \eta_i)(x_j - \eta_j)}{|\mathbf{x}-\mathbf{\eta}|^2} \right) - (1-2\nu) \left(\frac{(x_i - \eta_i)}{|\mathbf{x}-\mathbf{\eta}|} n_j(\mathbf{\eta}) - \frac{(x_j - \eta_j)}{|\mathbf{x}-\mathbf{\eta}|} n_i(\mathbf{\eta}) \right) \right\},$$

тут δ_{ij} — символ Кронекера; $|\mathbf{x} - \mathbf{\eta}|$ — віддаль між точками \mathbf{x} і $\mathbf{\eta} \in S$; $n_i(\mathbf{\eta})$ — компоненти вектора зовнішньої нормалі поверхні порожнини S у точці $\mathbf{\eta}$.

Серед числивих методів обернення отриманої системи граничних інтегральних рівнянь найефективнішим можна вважати метод граничних елементів, який дає можливість дискретизувати лише поверхню порожнин. Крім цього, топологічні відображення з регуляризуючими якобіанами з подальшою числовою регуляризацією сингулярних інтегралів дають змогу побудувати стійку числову методику розв'язування задачі, яка не залежить від форми об'ємних порожнин. Апроксимуємо поверхню порожнини *S* неперервною сукупністю чотирикутних (восьмивузлових) і трикутних (шестивузлових) криволінійних елементів. Вузли елементів нумеруємо проти годинникової стрілки. Кутові вузли з непарними номерами будемо називати опорними. Для компонентів вектора переміщень використано лінійну інтерполяцію за опорними вузлами. Дискретний аналог системи граничних інтегральних рівнянь побудовано шляхом заміни невідомих функцій та ядер інтегральних рівнянь їхніми значеннями в опорних вузлах поверхні порожнини S, а також заміни інтегралів по поверхні S сумою інтегралів по граничних елементах S_q . Для числового інтегрування по чотирикутному елементу S_q його внутрішність відображено на квадратну область S_q^* ($-1 < \xi_1 < 1; -1 < \xi_2 < 1$). У випадку інтегрування по трикутному криволінійному елементу, відображаємо його внутрішність на трикутну область S_q^* ($-1 < \xi_1 < 1; 0 < \xi_2 < \sqrt{3}$).

Гіперсингулярні інтеграли, густинами яких є функції розкриття тріщини, регуляризовані аналітично-числовим методом, що передбачає аналітичне обчислення гіперсингулярних інтегралів ядер різницевого типу по області, що займає тріщина. Цей підхід дає змогу регуляризувати інтеграли з високим ступенем сингулярності, проте він може бути застосований лише для кругових тріщин, або тріщин, області яких можуть бути відображені на кругову область. Числовий регулярний аналог трьох граничних інтегральних рівнянь для тріщини побудований методом колокацій.

Після застосування процедури числового інтегрування та регуляризації сингулярних інтегралів отримаємо дискретний аналог системи граничних інтегральних рівнянь — систему лінійних рівнянь розмірністю $3(N_1 + N_2) \times 3(N_1 + N_2)$ відносно значень компонентів вектора переміщень в опорних вузлах поверхні порожнини та значень функцій розкриття тріщини в колокаційних точках поверхні тріщини. Тут N_1 — загальна кількість опорних вузлів поверхні S, а N_2 — загальна кількість колокаційних точок поверхні тріщини

Числові результати отримані для випадку взаємодії циліндроподібної порожнини з заокругленими торцями та круглої плоскої тріщини, перпендикулярної до осі включення. Матриця навантажена на безмежності сталими зусиллями вздовж осі порожнини. Досліджено вплив наявності тріщини на напружений стан зовні порожнини та концентрація напружень в околі контуру тріщини.

МЕТОД ГРАНИЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДЛЯ АНАЛІЗУ АНТИПЛОСКОЇ ДЕФОРМАЦІЇ АНІЗОТРОПНИХ ТІЛ З ТОНКОСТІННИМИ СТРУКТУРАМИ

BOUNDARY ELEMENT METHOD FOR THE ANALYSIS OF ANTIPLANE SHEAR OF ANISOTROPIC SOLIDS CONTAINING THIN SHAPES

Георгій Сулим¹, Ярослав Пастернак²

¹Львівський національний університет ім. І. Франка, Україна, 79000, м. Львів, вул. Університетська, 1; ²Луцький національний технічний університет, Україна, 43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75.

This paper considers the application of boundary element method to the analysis of the antiplane shear of anisotropic solids containing thin shapes. The regularization technique is proposed to deal with singular and nearly singular integrals. This technique considerably improves the accuracy comparing with the classic BEM and the nonlinear transformation technique for nearly singular integral evaluation. The numerical examples show the efficiency of the proposed approach.

Основними чинниками, що впливають на точність прямих числових методів розрахунку напружено-деформованого стану (методи граничних (МГЕ) та скінченних елементів), є похибки, пов'язані з 1) апроксимацією межі тіла граничними або скінченними елементами; 2) апроксимацією крайових умов та шуканих величин; 3) числовим інтегруванням; 4) розв'язуванням результуючої системи лінійних алгебричних рівнянь. Якщо похибки типу 1 неістотні вже за використання відносно

невеликої кількості граничних (або скінченних) елементів, то для усунення похибок типу 2 чи 3 у звичайній постановці прямих числових методів потрібно згущувати сітку розбиття з урахуванням градієнта напружень та форми тіла. У свою чергу, збільшення кількості вузлових точок розбиття теоретично підвищує точність, проте практично тягне за собою збільшення порядку результуючої системи рівнянь і, як наслідок, наростання похибок типу 4.

Розрахунок напружено-деформованого стану тіл з тонкостінними структурами за допомогою прямих числових методів вимагає особливої уваги, оскільки під час їхнього дослідження методом скінченних елементів значно зростають похибки типу 2, а за допомогою МГЕ — типу 3. У методі скінченних елементів системи лінійних алгебричних рівнянь тіл з тонкими елементами, зокрема й тріщинами, стають погано обумовленими, що спричиняє додаткове погіршення точності розв'язку. У лінійних задачах теорії пружності застосування МГЕ є найдоцільнішим, оскільки цей підхід вимагає дискретизації лише межі, а не цілого тіла. Проте під час застосування стандартних схем МГЕ до дослідження напружено-деформованого стану тіл з тонкостінними структурами, зокрема вирізами, включеннями та ін., похибка обчислень різко зростає. Це пов'язано з появою так званих майжесингулярних інтегралів. Річ у тім, що коли точка колокації розташована дуже близько до граничного елемента (на віддалі, сумірній з характерним розміром останнього) підінтегральний вираз стає надзвичайно чутливим до зміни параметра інтегрування, а тому аналітично цілком регулярні інтеграли стають практично "сингулярними" у процедурі їхнього числового інтегрування. Існуючі підходи для аналізу тонких елементів, зокрема, розбиття тіла на підобласті, нелінійної (поліноміальної) заміни змінних під час інтегрування майже-сингулярних інтегралів, хоча й покращують точність, проте не дають можливості оцінити, наскільки значною є похибка числового інтегрування.

Для розв'язання поставленої задачі пропонується накласти на вихідне інтегральне рівняння задачі такий елементарний розв'язок, який би згладжував підінтегральну функцію та усував необхідність обчислення майже-сингулярних інтегралів. За цей розв'язок вибрано вираз

$$w^{a}(\boldsymbol{\xi}) = w(\mathbf{A}) + \Delta w \alpha_{k} r_{k}(\boldsymbol{\xi}, \mathbf{A}) \quad (\boldsymbol{\xi} \in S),$$
⁽¹⁾

де $w^{a}(\xi)$ — переміщення точок ξ (ξ_{1},ξ_{2}) перерізу *S* деформованого тіла в напрямі поздовжньої осі; $\Delta w = w(\mathbf{A}) - w(\mathbf{B}); r_{k}(\xi, \mathbf{A}) = x_{k}(\xi) - x_{k}(\mathbf{A}); \mathbf{A}, \mathbf{B}$ — розташовані найближче одна до одної точки на межі тонкостінної ділянки тіла; α_{k} — сталі, означені так:

Після обчислення вектора напружень $t^{a}(\mathbf{x})$ на межі тіла, що забезпечує деформований стан (1), та накладання інтегрального подання розв'язку (1) на рівняння задачі, отримано таке крайове інтегральне рівняння:

$$\int_{\Gamma} \left[t(\mathbf{x}) W(\mathbf{x}, \mathbf{A}) - \left[w(\mathbf{x}) - w(\mathbf{A}) \right] T(\mathbf{x}, \mathbf{A}) \right] d\Gamma(\mathbf{x}) + \Delta w \cdot R(\mathbf{A}, \mathbf{B}) = 0 \quad (\mathbf{x}, \mathbf{A}, \mathbf{B} \in \Gamma),$$
(2)

де

$$R(\boldsymbol{\xi}, \mathbf{B}) = \int_{\Gamma} \left[\alpha_k r_k \left(\mathbf{x}, \mathbf{A} \right) T \left(\mathbf{x}, \boldsymbol{\xi} \right) - c_{ik} \alpha_k n_i \left(\mathbf{x} \right) W \left(\mathbf{x}, \boldsymbol{\xi} \right) \right] d\Gamma(\mathbf{x}) \quad \left(\boldsymbol{\xi} \in S, \ \mathbf{B} \in \Gamma \right).$$
(3)

Тут $W(\mathbf{x}, \mathbf{\xi}), \quad T(\mathbf{x}, \mathbf{\xi}) \longrightarrow$ функції Ґріна задачі; Γ — межа області S; $c_{11} = a_{44}/D$; $c_{12} = c_{21} = -a_{45}/D$; $c_{22} = a_{55}/D$; $D = a_{44}a_{55} - a_{45}a_{45}$.

Доданок $\Delta w \cdot R(\mathbf{A}, \mathbf{B})$ у рівнянні (2) з'являється внаслідок урахування майже-сингулярних інтегралів. За аналітичного обчислення завжди $R(\mathbf{A}, \mathbf{B}) = 0$, а за числового — $R(\mathbf{A}, \mathbf{B})$ є ненульовою поправкою, що враховує тонкостінність області і регуляризує майже сингулярний інтеграл з ядром $T(\mathbf{x}, \boldsymbol{\xi})$. Крім цього, величина безрозмірного коефіцієнта $R(\mathbf{A}, \mathbf{B})$ дає можливість оцінити похибку здійснених обчислень.

Для підтвердження ефективності розробленого підходу здійснено аналіз низки задач про сильно витягнуті еліптичні отвори та включення за різних пружних сталих основного матеріалу та матеріалу включення. Порівнюванням з аналітичними розв'язками для коефіцієнтів концентрації напружень на поверхні еліптичних отвору та пружного включення з'ясовано, що класичний варіант МГЕ мало придатний для дослідження тонкостінних об'єктів (хіба що дуже жорстких). Скажімо, для ізотропного тіла з тунельним еліптичним отвором з відношенням довжин півосей 1/100 похибка менша за 5 % може бути досягнута за розбиття контуру більше як у 80 вузловими точками. Для сильно анізотропного ж тіла навіть за 150 вузлових точок розбиття похибка більша за 40 %. Метод нелінійної заміни змінних при інтегруванні виявив свою ефективність лише для тіл з ізотропних та в цілому слабо анізотропних матеріалів. Розроблений же підхід у випадку тонкого еліптичного отвору засвідчив свою ефективність як для ізотропних, так і для сильно анізотропних тіл. Похибка, меша від 2 % була досягнута вже за 20 вузлів розбиття межі. Те ж саме стосується і податних пружних включень.

Стосовно жорстких включень, то жодна з реалізацій МГЕ за рівномірного розбиття межі не може гарантувати високої точності, оскільки домінуючий вплив на похибку розв'язку здійснює не техніка обчислення майже-сингулярних інтегралів, а апроксимація крайових умов, зокрема, вектора напружень. Під час числового моделювання тонкостінних пружних включень потрібно враховувати не тільки їхню товщину, а також жорсткість матеріалу і кривину межі, які спричиняють високі градієнти вектора контактних напружень. Для мінімізації впливу похибок типу 2 запропоновано використовувати нерівномірне розбиття межі, що враховує радіус її кривини. За такого розбиття розвинутий варіант МГЕ засвідчив на відміну від інших свою ефективність під час досліження концентрації напружень біля пружних включень довільної жорсткості в анізотропній матриці.

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ ТРЕХСЛОЙНЫХ ПЛИТ

OPTIMIZATION OF THREE-LAYERED PANELS

Имре Тимар¹, Адриан Торский², Валентин Щукин³

Паннон университет, ¹Венгрия, 8200, м. Веспрем, ул. Университетская, 10; timari@almos.vein.hu ²Центр математического моделирования Інститута прикладных проблем механики и математики НАН Украины, Україна, 79005, м. Львов, ул. Дж. Дудаэва, 15. adrian@crm.lviv.ua; shchvs@yahoo.com

The paper deals with the optimum design of three-layered plates containing a foamed polyurethane core covered by steel faces. The thickness of the core is unknown. The minimum of cost function (material, fabrication) and the optiminal thickness of core are determined in the case of nonlinear design constraints.

The constraints rekate to the maximal stresses, deflections and size. A numerical solution of this problem is given by the nonlinear programming method.

В последние десятилетия многослойные панели (пластины) все чаще применяются в строительстве и машиностроении. Благодаря целесообразному выбору и составу их слоев могут быть созданы многослойные панели или пластины с отличными статическими и конструктивными свойствами.

При проектировании и создании новых систем, конструкций, устройств и разнообразных других изделий, как правило, исходят из необходимости учитывать различные требования. Таковыми, применительно к деформируемым механическим системам, являются: прочность, жесткость и т. д. всех элементов системы.

Решением задачи, которое удовлетворяет всем заданным ограничениям, называется допустимым. Из таких допустимых решений в процессе решения экстремальных задач выбирается оптимальное или рациональное решение.

В данной работе рассматривается оптимальное проектирование симметрично построенных и шарнирно опертых трехслойных панелей под равномерно распределенной нагрузкой. За целевую функцию в данной задаче выбрана стоимость рассматриваемой конструкции, которая содержит из: стоимости материала внешних слоев (для примера сталь), стоимости внутреннего слоя (пенополиуретан), стоимости резания и очистки внешних слоев. Неизвестной величиной будет толщина пенополиуретана.

Ограничения задачи. Максимальное нормальное напряжение в наружных слоях конструкции должно быть меньше, чем допустимое значение нормальных напряжений. Максимальное касательное напряжение в наружных слоях тоже должно быть меньше, чем допустимое для этих слоев. Напряжение сдвига (в среднем слое) является условно-постоянной величиной по всей высоте среднего слоя и его максимальное значение не должно превышать его допустимого значения для среднего слоя. Максимальный прогиб трехслойной панели должен быть меньше допустимого значения для прогиба.

Исходя из технологии производства можно принять ограничения по минимальной толщине среднего слоя панели.

Пример расчета панели. При оптимизации трехслойной панели неизвестной величиной является толщина ее среднего слоя. То есть, определяются оптимальные величины толщины среднего слоя из пенополиуретана и минимум целевой функции (стоимость) при ограничениях по напряжениям, и перемещениям, а также с учетом технологии изготовлени.

Для решения поставленной нелинейной оптимизационной задачи использовался модифицированный алгоритм МПБО.

На основе полученных результатов можно сделать вывод, что минимальные толщины среднего слоя и минимумы стоимости конструкции практически линейно зависят от нагрузки на панель.

Предложенный метод оптимизации можно применить и для решения других технических проблем. По результатам оптимизации снижается стоимость создаваемой конструкции без ущерба для ее прочности.

ВЛАСТИВОСТІ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ ПІСЛЯ ОКСИНІТРУВАННЯ

CHARACTERISTICS OF TITANIUM ALLOYS AFTER OXYNITRIDING

Олег Ткачук, Ірина Погрелюк

Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України, Україна, 79601 м. Львів, МСП, вул. Наукова, 5. The interest in titanium oxynitrides has increased recently due to their high level of physico-chemical properties. In this work, titanium oxynitrides were formed in result of modification of surface nitride layers by oxygen. The properties of Π T-7M, BT20, BT6c titanium alloys with the formed oxynitride coatings were investigated.

Відомо, що оксинітриди поєднують властивості відповідних оксидів і нітридів. Оксинітридам титану притаманні високі фізико-хімічні властивості, що дає підстави вважати їх перспективними для застосування в якості функціональних покривів на титанових сплавах.

У цій роботі формування оксинітридних шарів на титанових сплавах різних структуринх класів (α-сплаві ПТ-7М (Ti-2,1Al-2,5Zr), псевдо-α-сплаві ВТ20 (Ti-6,3Al-2,0Zr-1,7V-1,3Mo) та (α+β)-сплаві ВТ6с (Ti-5,1Al-4,1V)) здійснювали модифікуванням киснем поверхневих азотованих шарів, сформованих за ізотермічної витримки (850 °C, 5 год) в молекулярному азоті атмосферного тиску. Охолоджували до 500 °C в розрідженому кисневмісному середовищі 0,01 Па, далі камеру вакуумували.

У результаті оксинітрування на поверхні титанових сплавів формується плівка, яка містить нітридний, оксинітридний та оксидний шари, що підтверджують результати рентгенівського фазового аналізу. Так, оксинітридна фаза представлена рефлексами (111), (200) і (220), в той час як оксидна — лише одним рефлексом (110) слабкої інтенсивності, який відповідає оксиду титану в модифікації рутилу. Таким чином, дані рентненофазового аналізу вказують на перевагу формування оксинітриду над оксидом на поверхні титану. Після реалізації оксинітрування поверхня титанового сплаву ВТ6с набуває блідо-фіолетового забарвлення. Поверхня сплаву ПТ-7М стає синьо-зеленою з фіолетовим відтінком. Сплав ВТ20 набуває рожево-оранжевого забарвлення. Така різниця в забарвленні поверхні титанових сплавів зумовлена формуванням оксинітридів різного складу по азоту та кисню.

Значення поверхневої твердості сплавів після оксинітрування знаходяться в діапазоні 10,9...13,8 ГПа. Рівень приповерхневого зміцнення сплаву ПТ-7М — найвищий, а ВТ6с — найнижчий, що пов'язано зі зменшенням вмісту α-фази у сплаві, в якій розчинність азоту та кисню є високою ($C_{\alpha-T_i}^N=21,5$ ат.%, $C_{\alpha-T_i}^O=34$ ат.% [1]). Глибина зміцненої зони сплавів визначається ізотермічною витримкою в середовищі азоту і знаходиться в інтервалі 52...60 мкм. Для α-сплаву ПТ-7М глибина зміцнення найменша, оскільки її величина визначається структурою сплаву, і зі зменшенням вмісту β -фази зменшується, бо сповільнюється дифузія азоту в матрицю ($D_{\alpha-T_i}^N(850 \text{ °C})=10^{-11} \text{ см}^2/\text{с}, D_{\beta-T_i}^N(850 \text{ °C})=10^{-12} \text{ см}^2/\text{с}, D_{\beta-T_i}^N(850 \text{ °C})=10^{-11} \text{ см}^2/\text{с}, D_{\beta-T_i}^$

Досліджено міцність, пластичність, а також втомну довговічність титанових сплавів зі сформованими оксинітридними покривами. В досліджуваному діапазоні величини деформації (0,6...1,25 %) кількість циклів до руйнування збільшується в напрямі ПТ-7М—ВТ20—ВТ6с.

1. Фромм Е., Гебхард Е. Газы и углерод в металлах. – М.: Металлургия, 1980. – 711с. 2. Цвиккер У. Титан и его сплавы. – М.: Металлургия, 1979. – 512 с.

МОНІТОРИНГ ПРОЦЕСІВ ПІТИНГОВОЇ КОРОЗІЇ ТА ТРІЩИНОУТВОРЕННЯ МЕТОДОМ ПРОСТОРОВО-ЧАСОВОЇ СПЕКЛ-КОРЕЛЯЦІЇ

MONITORING OF PITTING CORROSION PROCESSES AND CRACK INITIATION BY METHOD OF SPATIO-TEMPORAL SPECKLE-CORRELATION

Людмила Франкевич, Андрій Сиротюк, Олександр Куць

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

A new method for the monitoring of processes pitting corrosion and further crack initiation at the pit on cyclically deformed metallic surface is proposed on the ground of spatio-temporal speckle-correlation technique. Here, the continual imaging of localised area around pit can be fixed in real time and in digital form. Using the developed software a size of damaged zone or nucleated crack length can be determined for any stage of studied process.

У праці для дослідження процесів пітингової корозії та зародження тріщин, в околі пітингу, на поверхні металевого зразка під час його втомного циклічного навантаження, використано просторовочасовий спекл-кореляційний метод. Суть якого полягає в тому, що при когерентному освітленні шорсткої поверхні можна зафіксувати спекл-картину, що несе повну інформацію про стан поверхні. Порівняння (встановлення кореляції) спекл-картин, отриманих через певний проміжок часу, дає можливість зробити висновки про зміну стану поверхні дослідженого зразка. Запропонований метод використовує алгоритм аналізу динаміки зміни інтенсивностей кореляційних піків.

Для експериментальних досліджень пітингової корозії циклічно навантажених зразків методом просторово-часової спекл-кореляції створено установку на базі випробувальної машини циклічного згину зразків, а також розроблено спеціальне програмне забезпечення для оброблення спекл-зображень, що забезпечує обчислення та аналіз кореляційних коефіцієнтів двох послідовних фрагментів зображень, отриманих у різні моменти часу.

Об'єктом дослідження був процес початкової корозійної пошкоджуваності матеріалу та подальше зародження і розвиток поверхневих тріщин в околі півсферичних пітингів на зразках розміщених в агресивному середовищі. Зразки зі сталі 12Х1МФ з гладкими полірованими поверхнями і механічно створеними пітингами (на поверхні концентратора створено півсферичне заглиблення діаметром 0,5 мм) випробовували під дією циклічного навантаження синусоїдальної форми (частота f = 0,1 Гц, коефіцієнт асиметрії R = 0) у середовищі 1 % H₃BO₃ + KOH.

Розмір зображень спекл-картин, що вводились через цифрову камеру у комп'ютер становив 1280 × 960 пікселів, а розміри фрагментів, на які розбивали зображення, дорівнював 32×32 пікселі. Для аналізу вибрали 10 фрагментів зображення у місці зародження та поширення тріщини. Для вибраних фрагментів отримано графічні залежності зміни інтенсивності кореляційних максимумів від кількості циклів навантаження.

Запропонований метод дає змогу фіксувати зображення дослідної поверхні у цифровій формі, вимірювати лінійні розміри, площу та розташування існуючих поверхневих пошкоджень та тріщиноподібних дефектів без зупинок експериментального обладнання і у реальному часі. Точність вимірювання лінійних розмірів складає ± 20 мкм, що дає змогу деталізовано досліджувати всі кінетичні особливості процесів зародження та розвитку тріщиноподібних дефектів на циклічно деформованій поверхні матеріалу у середовищі при заданих умовах випробовування. Методом просторово-часової спекл-кореляції дає також можливість досліджувати процеси пластичної деформації, зародження та розвиток фізично коротких втомних тріщин біля пітингів та корозійних виразок, розміри яких сумірні з розмірами структурних елементів матеріалу. Отримані дані можна використовувати як зразки при ідентифікації умов руйнування реальних елементів конструкцій в експлуатаційних умовах.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ОРТОТРОПНЫХ ОБОЛОНОК ПРИ ЗОСЕРЕДЖЕНОМУ ТЕПЛОВОМУ НАГРІВАННІ

RESEARCH OF AN INTENSE CONDITION ORTOTROPIC SHELLS AT THE CONCENTRATED THERMAL HEATING

Володимир Шевченко, Надія Дергачова

Донецький національний університет, Україна, 83055, м. Донецьк, вул. Університетська, 24. Research is intense-deformed conditions ortotropic environments thickness 2h, any gauss curvature at the concentrated thermal heating. Search of the fundamental decision for the moments and efforts. For a finding of the decision bidimentional Furie's transformation and the theory of deductions is used.

Ця праця є продовженням дослідження пружно-деформівного стану ортотропних оболонок товщиною 2*h*, довільної гаусової кривини при зосередженому тепловому нагріванні [3, 4].

У [4] було побудовано фундаментальний розв'язок рівнянь термопружної рівноваги ортотропних оболонок. Це дало можливість досліджувати особливості поведінки термопружних переміщень в ортотропній оболонці при зосередженому тепловому нагріванні.

Дослідження поведінки компонент температурних зусиль і моментів $T_{x,y}$, $M_{x,y}$, проводилися раніше [3]. Однак у цій статті не були досліджені особливості напруженого стану в околиці точки зосередженого температурного впливу і не наведені числові результати.

Для пошуку зусиль $T_{x,y}$ у випадку плоского теплового нагрівання і моментів $M_{x,y}$ у випадку згинного теплового нагрівання була використана теорія відрахувань [5] і раніше отримані вирази для трансформант переміщень [4]. Інші результати у статті були отримані за допомогою двовимірного перетворення Фур'є [6].

У результаті отримана фундаментальна матриця температурних зусиль і моментів при зосередженому пепловом нагріванні. Як приклад, наведемо явні вирази для зусиль і моментів для випадку, коли коефіцієнт ортотропії $\mu > 0$:

$$T_{x,y}^{(0)} = \mp \frac{Ehk^{2}\mu_{0}(1-\mu)}{4\pi^{2}\kappa a} Im \sum_{n=0}^{\infty} \varepsilon_{n} \cos(2n\varphi) \sum_{m=0}^{\infty} \frac{a_{mn}}{m!} G_{n,n+m}(\zeta\sqrt{i}) + I_{x,y} \times x^{2} + (1+2\gamma\cos 2\theta) \int_{0}^{1+n+1} \left(\sqrt{\frac{1-\mu}{a^{2}}} \right)^{1+n+1} \left(\sqrt{\frac{1-\mu}{a^{2}}} \right)^{1+n+1} \times \frac{(1+2\gamma\cos 2\theta)}{\sqrt{\left[1+4\tilde{\mu}(1-\nu)\cos^{2}2\theta\right]\left[1-4\tilde{\mu}(1+\nu)\cos^{2}2\theta\right]}} \int_{0}^{1+n+1} \left(\sqrt{\frac{1-\mu}{a^{2}}} \right)^{1+n+1} \times \frac{(1\mp\cos 2\theta)\left(\left(\alpha_{y}+\alpha_{x}\kappa^{2}\right)+\left(\alpha_{y}-\alpha_{x}\kappa^{2}\right)\cos 2\theta\right)\cos(2n\theta)}{\left[1-4\tilde{\mu}(1+\nu)\cos^{2}2\theta\right]} d\theta;$$

$$I_{x} = \frac{Eh(1-\mu)\left(1-b^{2}\right)\sqrt{1-b^{2}}\mu_{0}}{8b\pi^{2}\kappa a} \left[\left(\alpha_{x}\kappa^{2}(1+b)-\alpha_{y}(1-b)\right)\frac{(1-b)^{2}x^{2}-(1-b^{2})y^{2}}{\left(\left(1-b^{2}\right)y^{2}+(1-b)^{2}x^{2}\right)^{2}} + \left(\alpha_{y}(1+b)-\alpha_{x}\kappa^{2}(1-b)\right)\frac{(1+b)^{2}x^{2}-(1-b^{2})y^{2}}{\left(\left(1-b^{2}\right)y^{2}+(1-b)^{2}x^{2}\right)^{2}} \right]; \qquad (1)$$

$$M_{x,y}^{(1)} = -\frac{E\mu_{1}(1+\nu)^{2}(\alpha_{x}\kappa^{2}+\alpha_{y})}{4\pi^{2}R_{y}^{2}\binom{\kappa}{\kappa^{3}}k^{2}}Im\sum_{n=0}^{\infty}\varepsilon_{n}\cos(2n\varphi)\sum_{m=0}^{\infty}\frac{a_{mn}}{m!}G_{n,n+m}(\zeta\sqrt{i}) + J_{x,y}$$

$$J_{x} = \frac{D(1-\nu)\mu_{1}}{4\pi cha\kappa} \left(\left(\alpha_{y}(2\nu\mu+(1-\nu))-2\alpha_{x}\kappa^{2}(1-\mu)\right) - \frac{\alpha_{x}\kappa^{2}(1+\nu)}{(c^{2}+d^{2})} \right) \left(\frac{c^{2}x^{2}-(y-xd)^{2}}{((y-xd)^{2}+c^{2}x^{2})^{2}} + \frac{c^{2}x^{2}-(y+xd)^{2}}{((y+xd)^{2}+c^{2}x^{2})^{2}} \right) - \frac{D(1-\nu)\mu_{1}}{4\pi dha\kappa} \left(\left(\alpha_{y}(2\nu\mu+(1-\nu))-2\alpha_{x}\kappa^{2}(1-\mu)\right) + \frac{\alpha_{x}\kappa^{2}(1+\nu)}{(c^{2}+d^{2})} \right) \left(\frac{cx(xd-y)}{((y-xd)^{2}+c^{2}x^{2})^{2}} + \frac{cx(y+xd)}{((y+xd)^{2}+c^{2}x^{2})^{2}} \right);$$

x y, $\alpha_x \kappa^2 = \alpha_y$.

Tyr
$$\mu = \frac{E - 2G_{xy}(1 + \nu)}{E}; \quad a = 2 - \mu + \mu\nu; \quad b = \frac{\mu(1 + \nu)}{2a} c = \sqrt{a}; d = \sqrt{\frac{\mu(1 - \nu)}{2}}; \quad D = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)};$$

 $\kappa^4 = \nu_x / \nu_y = E_x / E_y; E_x, E_y$ — модулі Юнга вздовж головних осей ортотропії; $\nu = \sqrt{\nu_x \nu_y}; \nu_x \nu_y$ — коефіцієнти Пуасона вздовж головних осей ортотропії; $E = \sqrt{E_x E_y}$, де G_{xy} — модуль зсуву в серединній площині; $\lambda = R_y / R_x$ — коефіцієнт кривини; α_x, α_y — температурні коефіцієнти лінійного розширення; $1/R_x, 1/R_y$ — головні кривини оболонки [6].

На основі отриманих формул для зусиль $T_{x,y}^{(0)}$ і моментів $M_{x,y}^{(1)}$ були проведені розрахунки і досліджено вплив параметрів ортотропії матеріалу на поведінку функцій зусиль і моментів відносно зростання відділі від області теплового нагрівання. Числові дослідження проведені для склопластику АГ-4С, що володіє сильною анізотропією [6] з такими термомеханіческими параметрами: $G_{xy} = 4,1\cdot10^3$ МН/м²; $v_x = 0,07$; $E_x = 1,6\cdot10^4$ МН/м²; $E_y = 2,1\cdot10^4$ МН/м²; $\alpha_1 = 0,7\cdot10^{-5}$ K⁻¹; $\alpha_2 = 3,8\cdot10^{-5}$ K⁻¹; $\lambda = 0$.

Узагальнюючи отримані результати, можна зробити висновок про те, що при розрахунку термопружного стану тонкостінних елементів конструкцій з ортотропних матеріалів потрібно враховувати їхню гаусову кривину, а коефіцієнт µ ортотропії можна приймати рівним нулю для моментів і зусиль при згинному тепловому нагріванні й для моментів при плоскому тепловому нагріванні, чим істотно спрощувати розрахунки.

1. Лукасевич С. Локальные нагрузки в пластинах и оболочках. — М.: Мир, 1982. — 544 с. 2. Ярема С.Я. Решение температурной задачи для пологой сферической оболочки в случае сосредоточенного нагрева // Инст. машиновед. и автом. Научные записки. — 1964. — 9 вып. — С. 80—89. 3. Шевченко В.П. Фундаментальное решение температурной задачи для ортотропных оболочек // Прикл. механика. — 1977. — №10. — С. 59—66. 4. Шевченко В.П., Дергачева Н.В., Фундаментальные решения уравнений термоупругого равновесия пологих ортотропных оболочек // Механика твердого тела. — 2005. — Вып. 35. — С. 160—166. 5. Шевченко В.П. Интегральные преобразования в теории пластин и оболочек: Учебное пособие. — Донецк: ДонГУ, 1977. — 116 с. 6. Шевченко В.П. Методы фундаментальных решений в теории ортотропных оболочек // Концентрация напряжений. — К.: А.С.К., 1998. — С. 205—207. (Механика композитов: В 12 т.; т.7).

МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ ВКЛЮЧЕНЬ НА ПОВЗУЧІСТЬ МАТЕРІАЛУ

MODELING OF INFLUENCE OF PARTICLES ON CREEP OF MATERIAL

Ігор Шульган, Сергій Федак, Володимир Гладьо

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна, 46000, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

In this paper was investigated of influence of particles on deformation of creep of material. Two groups of finite elements method (FEM) models which allowed to investigate of influence of percentage of particles and its coefficient of form on creep deformation of model were created. Dependences of change of particles properties on the creep of material was investigated.

Проектування і експлуатація нових матеріалів та елементів конструкцій неможливі без всестороннього аналізу їхньої міцності і надійності. Розвиток обчислювальної техніки дав змогу на новому рівні чисельно моделювати напружено-деформівний стан конструкцій за різних умов експлуатації. Оскільки реальні конструкційні матеріали є багатокомпонентними сплавами зі складною внутрішньою структурою, то при моделюванні матеріалу методом скінченних елементів (МСЕ) потрібно враховувати структурну неоднорідність шляхом надання дискретним елементам відповідних властивостей. До структурних неоднорідностей належать включення, наявність яких якісним чином впливає на механізми деформування і руйнування конструкційних матеріалів.

У доповіді наведені результати дослідження МСЕ впливу процентного вмісту та коефіцієнта форми включень на повзучість матеріалу.

Для дослідження впливу включень на деформацію повзучості матеріалу, були створенні дві групи скінченноелементних моделей. У всіх моделях включення були орієнтовані в напрямі прикладання навантаження. На моделях першої групи досліджували вплив зміни процентного вмісту включень (відношення площі включень до площі матриці) на деформацію повзучості. Габаритні розміри моделей були однакові — $7,3\cdot10^{-6}\times7,3\cdot10^{-6}$ м. Незмінними залишались у моделях розміри включень: діаметр $d=0,1\cdot10^{-6}$ м, довжина $l=0,8\cdot10^{-6}$ м. Процентний вміст включень змінювався від 0 до 12 % за рахунок зміни кількості включень. На другій групі моделей досліджувався вплив зміни коефіцієнта форми включень (відношення довжини включення до його діаметра) на деформацію повзучості матеріалу. Розмір моделей — $7,7\cdot10^{-6}\times7,7\cdot10^{-6}$ м. Діаметр включень не змінювався у моделях і становив $d=0,1\cdot10^{-6}$ м. Коефіцієнт форми змінювався в діапазоні від 8 до 36, при цьому відношення площі включень до площі матриці становило 6 % за рахунок зміни довжини включень і їхньої кількості у моделі.

Координати розміщення включень всередині моделей задавали відповідно до ймовірнісного двовимірного нормального закону розподілу. В основі скінченноелементної сітки лежить плоский елемент plane 183. Елемент має властивість квадратичного подання переміщень і використовується при моделюванні з нерегулярною сіткою скінченних елементів. Його визначають вісім вузлів, які мають два ступені вільності в кожному вузлі. Елемент має властивості пластичності, гіперпружності, повзучості, збільшення жорсткості при наявності навантажень, великих переміщень і деформацій. Елемент може набувати чотирикутної та трикутної форм.

Розрахунки проводили у пружно-пластичній постановці з використанням ітераційного розрахунку приросту деформацій і перерозподілу поля напружень у матриці та включеннях [1]. Зусилля прикладали до верхніх горизонтальних ліній моделей, а нижні лінії фіксували й обмежували їхнє вертикальне переміщення. Модулі пружності матриці і включень, а також діаграми їх деформування задавали так, щоб включення володіли більш жорсткими властивостями, ніж матриця (рис. 1), при цьому включення розглядали абсолютно крихкими.

Моделювання проводили в умовах плоского деформованого (plane strain) стану. Під час проведення розрахунків була активована опція повзучості (сгеер). Повзучість матеріалу описували згідно з теорією старіння:

$$\varepsilon = \frac{C_1 \sigma^{C_2} t^{C_3 + 1} e^{-\frac{C_4}{t}}}{C_3 + 1},$$

де C_1 , C_2 , C_3 , C_4 — константи, що характеризують повзучість змодельованого матеріалу, σ — напруження повзучості, t — час.

Повзучість досліджували за сталого навантаження $\sigma = 320$ МПа. Час повзучості для всіх випадків становив 40 хв.

Результати досліджень подані на рис. 2 та рис. 3. Зі збільшенням процентного вмісту включень у моделі, рис. 2, (перша група моделей), спостерігається зменшення деформацій повзучості. Отриману залежність можна описати лінійним рівнянням:



Рис. 1 Діаграми деформування матриці (1), включень (2)

$$\varepsilon = A + Bn , \qquad (1)$$

де *А*, *В* — коефіцієнти; *п* — процентний вміст включень.

Збільшення коефіцієнта форми включень, рис. 3, (друга група моделей) зменшує рівень деформацій повзучості моделі. Залежність має нелінійний характер і описується таким рівнянням:

$$\varepsilon = C\alpha^D, \tag{2}$$





Рис. 2. Залежність деформації повзучості матеріалу від процентного вмісту включень: 1 -розрахункові дані; 2 -апроксимація отриманих даних рівнянням (1) з коефіцієнтами A=0,00477, $B=3,37419\cdot10^{-5}$

Рис. 3. Залежність деформації повзучості матеріалу від коефіцієнта форми включень: 1 – розрахункові дані; 2 – апроксимація отриманих даних рівнянням (2) з коефіцієнтами С=0,00787, D=-0,42132

Лінійний характер залежності деформації повзучості матеріалу від процентного вмісту включень у матриці узгоджується з правилом сумішей. При цьому враховується лінійна залежність зміни механічних характеристик моделі внаслідок перерозподілу процентного вмісту структурних складових матеріалу.

Зі збільшенням довжини включень, що входять до складу моделі (при незмінному процентному вмісті), зменшується деформація повзучості. Залежність має нелінійний характер за рахунок зміни складової армування моделі дискретними включеннями при взаємозалежній зміні їхньої кількості та розмірів.

1. ANSYS, Inc. Theory Manual. 001369. Twelfth Edition. Release 5.7. Edited by Peter Kohnke, Ph.D.

ОЦІНКА ЖИВУЧОСТІ ВИСОКОТЕМПЕРАТУРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ З ПОЧАТКОВИМИ ТРІЩИНАМИ

A CRACK RESISTANCE ESTIMATION OF HIGH-TEMPERATURE STRUCTURE ELEMENTS WITH INITIAL CRACKS

Микола Шульженко, Павло Гонтаровський, Ірина Мележик

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

The technique and its application for a crack resistance estimation of turbomachines hightemperature rotors, blades root joints, walls of the pressurized cylinder irradiated from within by a stream of neutrons, at presence of a hypothetical crack are described. Results of calculations are presented. Поява тріщин у високотемпературних елементах енергетичного обладнання (роторах, корпусах турбін) свідчить про можливість появи аварійної ситуації, що спричиняється відмовою цих елементів. У цей же час корпуси парових турбін можуть тривалий час працювати з тріщинами, а живучість включається в їхній розрахунковий ресурс. Живучість же роторів не враховується при оцінці їхнього ресурсу, однак вона становить великий інтерес для визначення строків міжремонтного контролю та оцінки небезпечності наявності можливих тріщин, що не виявлені методами дефектоскопії. Умови безаварійної експлуатації енергообладнання потребують розвитку відповідних методик розрахунку тріщиностійкості з урахуваннямвеликої кількості факторів.

У доповіді запропоновано методику розрахункової оцінки живучості високотемпературних елементів енергетичного обладнання, що працюють в умовах малоциклової втоми та повзучості матеріалу, за наявності тріщин. Методика грунтується на числовому інтегруванні рівнянь розвитку тріщини від початкової її величини до досягнення критичного розміру при багаторежимному статичному та циклічному навантаженнях. При цьому використовується принцип лінійного підсумовування швидкостей росту тріщини на всіх режимах, які визначаються рівняннями Періса для циклічного навантаження і аналогічними рівняннями на випадок повзучості матеріалу з використанням коефіцієнта інтенсивності напружень у вершині тріщини або його розмаху. Інтегрування за часом кінетичних рівнянь здійснюється методом Ейлера з автоматичним вибором часових кроків з контролем зрушення — зупинки тріщини.

Обчислення коефіцієнта асиметрії напружень та його розмаху на кожному часовому кроці для всіх характерних експлуатаційних режимів роботи конструкції здійснюється інтерполяційним методом А. В. Овчинникова на основі епюр розподілу напружень по глибині тріщини. Методику розвинуто на випадок, коли елемент з тріщиною має складну геометрію або відбувається перерозподіл напружень при його експлуатації, як, наприклад, у багатоопорних замкових з'єднаннях. У цих випадках коефіцієнт інтенсивності напружень обчислюється з використанням методу скінченних елементів. При складному напруженому стані в вершині тріщини, коли використовуються коефіцієнти інтенсивності нормального відриву та зсуву, запропоновано еквівалентний коефіцієнт інтенсивності напружень для розв'язання задачі.

Реалізовано можливість використання кінетичних рівнянь різної складності, які описують повну кінетичну діаграму руйнування і враховують асиметрію циклу навантаження та ефект закриття тріщини згідно з моделлю, що запропонована Ньюманом. Є можливість задавати кінетичну діаграму окремими точками з наступним використанням лінійної чи квадратичної інтерполяції в логарифмічних координатах, що актуально при врахуванні впливу агресивних середовищ. Використання тих або інших рівнянь визначається наявністю відповідних експериментальних даних про властивості матеріалу.

Запропонована методика розрахунку тріщиностійкості дає можливість розглядати складні конструкції з неоднорідними старіючими матеріалами. Неоднорідність властивостей матеріалу може бути викликана температурним полем та нейтронним опроміненням, що зміщує критичну температуру крихкості та істотно знижує значення в'язкості руйнування. Зміщення критичної температури крихкості викликає також температурне та втомне старіння матеріалу.

Враховано низку різних факторів, що впливають на живучість конструкції, таких як асиметрія циклу навантаження, релаксація напружень при повзучості, розкид експериментальних даних про тріщиностійкість, зміна співвідношення півосей еліптичної тріщини та інші. Числові дослідження свідчать про те, що врахування релаксації напружень збільшує живучість ротора циліндра середнього тиску турбіни К-300-240 за наявності тріщини в районі першої сходинки в розточці осьового каналу на 35 %.

Виконано розрахункову оцінку живучості ротора циліндра високого тиску турбіни Т-250/300 при різному розташуванні тріщини: в розточці осьового каналу і в донній частині термокомпенсаційної канавки. Час досягнення критичного розміру тріщини в декілька разів перевищує час міжремонтних оглядів.

Вперше оцінено тріщиностійкість замкових з'єднань лопаток — одноопорних та двоопорних з верховою посадкою на диск перших сходинок парових турбін за наявності тріщини в хвостовику

лопатки та триопорного замкового з'єднання ялинкового типу газової турбіни установки ГТК-10-4 з тріщиною в диску. Досліджено вплив неточності виготовлення замкового з'єднання в межах допусків. Зміна коефіцієнта інтенсивності напружень має немонотонний характер, а його значення не досягає критичного значення до наскрізного підростання тріщини через збільшення податливості зуба з ростом тріщини та підвантаження інших зубів з'єднання.

Досліджено тріщиностійкість нагрітої циліндричної стінки посудини, що знаходиться під тиском та дією радіаційного опромінення, за наявності гіпотетичної тріщини. Окрім циклічних експлуатаційних навантажень розглянуто нештатне навантаження за рахунок нестаціонарного охолодження стінки посудини зсередини холодною водою. Різке охолодження стінки зменшує живучість конструкції на порядок, при меридіональній тріщині, що виходить на внутрішню поверхню стінки. При цьому живучість не змінюється, якщо тріщина зовнішня. Основною причиною руйнування стінки є зниження в'язкості руйнування при тривалому радіаційному опроміненні.

Розроблене методичне та програмне забезпечення можна застосовувати на практиці для оцінки ресурсу конструкцій, визначення термінів міжремонтного огляду та вимог при дефектоскопічному контролю для виявлення тріщин.

ПОЧАТКОВЕ КІНЕМАТИЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ ПРУЖНОГО ПІВПРОСТОРУ

ELASTIC HALF SPACE INITIAL KINEMATIC LOADING

Євген Янютін¹, Дмитро Богдан²

¹ Національний технічний університет "ХПІ", Україна, 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21; ² Харківський національний автомобільно-дорожній університет Україна, 61002, м. Харків, вул. Петровського, 25.

Solutions of inverse problem of impulse deformation of half space is presented.

У доповіді розглянуто нестаціонарні обернені задачі теорії пружності, які пов'язані з ідентифікацією граничних переміщень (кінематичних збуджень) пружного півпростору. Побудований розв'язок описує деформації для малих значень часу після початку процесу навантаження.

Наводяться результати числових експериментів на підставі розв'язку відповідних систем інтегральних рівнянь за часом типу Вольтера, що складаються з умов ідентифікації на межі півпростору трьох компонент вектора переміщення. У правих частинах цих рівнянь записані відомі функції, що визначають три компоненти вектора переміщення на деякій площині, яка знаходиться на глибині півпростору з аплікатою *z*₀.

На рису. 1 зображено фрагмент півпростору. В ньому умовно виділяється напівнескінченний паралелепіпед, для якого будується розв'язок динамічних рівнянь Ляме за допомогою розкладу шуканих функцій в подвійні ряди Фур'є за координатами *x* та *y*.



Рис. 1. Фрагмент пружного півпростору

СЕКЦІЯ 2

ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДЕФОРМОВАНОСТІ ОПОРНИХ ПОВЕРХОНЬ РУХУ ПОЗАШЛЯХОВИХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ

DETERMINATION OF STRAINING CHARACTERISTICS OF GROUND CONTACT AREAS FOR OFF-ROAD TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL VEHICLES

Геннадій Аржаєв, Леонід Пелевін, Максим Балака

Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна, 03680, м. Київ, Повітрофлотський проспект, 31.

Experimental and analytical method for determination of rheological model characteristics of straining of elementary volumes of semi-infinite isotropic medium in Kelvin body form in the zone of its contact with pneumowheel undercarriage is suggested.

Для механічної системи "колесо з пневматичною шиною (ЕК) — плоска опорна поверхня, що деформується (ПДОП)" для теоретичного опису їхньої взаємодії потрібно:

прийняти й обґрунтувати моделі деформованості елементарних об'ємів шини і опорної поверхні, які б відповідали реальним об'єктам;

- розробити методи визначення параметрів деформованості прийнятих моделей.

Для ПДОП (грунт, земля, сніжна цілина), з якими взаємодіє пневмоколісне ходове обладнання позашляхових транспортно-технологічних засобів (землерийно-транспортних і сільськогосподарських машин, а також армійської техніки), деформованість її елементарних об'ємів достатньо коректно відображає механічна модель тіла Кельвіна (паралельно з'єднаних фундаментальних тіл Гука і Ньютона) [1], якій відповідає реологічне рівняння

$$\boldsymbol{\sigma} = E_{\Gamma} \left(\boldsymbol{\varepsilon} + \frac{\boldsymbol{\mu}_{H}}{E_{\Gamma}} \dot{\boldsymbol{\varepsilon}} \right) = E_{\Gamma} \left(\boldsymbol{\varepsilon} + \boldsymbol{\tau}' \dot{\boldsymbol{\varepsilon}} \right), \tag{1}$$

де E_{Γ} — модуль деформації тіла Гука; μ_H — в'язкість тіла Ньютона; τ' — час післядії; ϵ , $\dot{\epsilon}$ — відповідно відносні деформація і швидкість деформування тіла Кельвіна.

Як відомо [2], деформування опорної поверхні у зоні її контакту з ЕК відбувається як і останнього в радіальному напрямі відносно його центра, тоді при коченні жорсткого колеса (ЖК) вона, відповідно до схеми на рис. 1, деформуватиметься в напрямі ξK , а відносні деформація ε і швидкість деформування $\dot{\varepsilon}$ її елементарних об'ємів (в межах кута $d\phi$) визначатиметься за формулами:

у зоні завантаження (пО)

$$\varepsilon_1 = (A + r_0 \cdot \cos \varphi_1) (1 - \cos \varphi_1 / \cos \varphi) / A; \quad \dot{\varepsilon}_1 = -\omega_K \cdot \varepsilon_1 \cdot \cos \varphi_1 tg \varphi / (\cos \varphi - \cos \varphi_1);$$

у зоні розвантаження (От)

$$\varepsilon_{2} = (A + r_{0} \cdot \cos\varphi_{1})(1 - \cos\varphi_{2} / \cos\varphi) / [A + r_{0}(1 - \cos\varphi_{1} \cdot \cos\varphi_{2}) \cdot \cos\varphi_{1}];$$
$$\dot{\varepsilon}_{2} = -\omega_{K} \cdot \varepsilon_{2} \cdot \cos\varphi_{2} \cdot t_{g}\varphi / (\cos\varphi - \cos\varphi_{2}),$$

де r_0 , ω_K — відповідно радіус і кутова швидкість обертання ЖК; A — товщина шару ПДОП, що зазнає деформації; φ — поточне значення кутів контакту φ_1 і φ_2 відповідно в зонах завантаження і розвантаження.



Рис. 1. Схема взаємодії (деформування) системи "ЖК — ПДОП": Б — шар опорної поверхні, після якого вона не деформується; h_{ПР} — пружна деформація опорної поверхні; h_K — глибина колії

За умовою рівномірного розподілу контактних напружень по ширині протектора B_{Π} у сучасних пневматичних шин [3] рівняння рівноваги ЖК на веденому режимі його силового навантаження мають вигляд:

$$P_{Z} = B_{\Pi} r_{0} \left(\int_{0}^{\varphi_{1}} \sigma_{1} \cos \varphi d\varphi + \int_{0}^{\varphi_{2}} \sigma_{2} \cos \varphi d\varphi \right);$$
(2)

$$P_X = B_{\Pi} r_0 \left(\int_0^{\varphi_1} \sigma_1 \sin \varphi d\varphi - \int_0^{\varphi_2} \sigma_2 \sin \varphi d\varphi \right), \tag{3}$$

де σ_1 , σ_2 — нормальні контактні напруження відповідно в зонах завантаження (*nO*) і розвантаження (*Om*), що визначаються за рівнянням (1) з урахуванням виразів для ε_1 , $\dot{\varepsilon}_1$, ε_2 і $\dot{\varepsilon}_2$.

Спільне розв'язання рівнянь (2) і (3) на комп'ютері при заданих P_Z , r_0 , B_{II} , ω_K , A і визначених експериментальним шляхом величинах P_X , φ_1 , φ_2 дає можливість отримати невідомі значення параметрів прийнятої реологічної моделі ПДОП, а саме E_{Γ} і μ_H .

1. Рейнер М. Реология: Пер. с англ. — М.: Наука, 1965. — 220 с. 2. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств: Пер с англ. — М.: Машиностроение, 1982. — 284 с. 3. Zeppelin Baumashinen Ymbn. — Munchen, 2001.

ПРО ВЗАЄМОДІЮ НОРМАЛЬНИХ І ТАНГЕНЦІАЛЬНИХ ФРИКЦІЙНИХ АВТОКОЛИВАНЬ У КОЛОДКОВО-КОЛІСНИХ ГАЛЬМАХ

ON MODE-COUPLING FRICTION SELF-EXCITED VIBRATIONS IN BLOCK-WHEEL BRAKES

Олександр Бобильов, Олександр Коптовець

Національний гірничий університет, Україна, 49027, м. Дніпропетровськ, проспект К. Маркса, 19.

Structurally mode-coupling friction self-excited vibrations in the block-wheel brakes are investigated. The simplest system with two degrees of freedom is regarded as a dynamic model. The mathematical model takes into account contact surfaces roughness deformation. The result of computational experiments indicate that friction self-excited vibrations are enable in the block-wheel brakes when the difference between a static and kinetic coefficient of friction is absent.

Відомо, що істотний вплив на показники працездатності гальмових механізмів мають фрикційні автоколивання, що виникають у системі "колесо — гальмовий механізм". Існує низка теорій, відповідно до яких основною причиною виникнення фрикційних автоколивань є наявність додатної різниці між силами тертя спокою та ковзання. Разом з тим, єдина думка відносно механізму, що лежить в основі цього явища, відсутня.

У ранніх працях, присвячених дослідженню фрикційних автоколивань, як основні причини різниці між статичним та кінематичним тертям розглядалися зростання сил тертя спокою в залежності від тривалості нерухомого контакту при спільному русі контактуючих поверхонь і падіння сили тертя ковзання при збільшенні відносної швидкості ковзання. Пізніше були проведені експериментальні дослідження, що підтвердили гіпотезу, згідно з якою основною причиною різниці між статичним та кінематичним тертям незмазаних поверхонь є коливання тіл у площині, перпендикулярній до площини ковзання, та запропоновано декілька математичних моделей, що описують виникнення та взаємодію нормальних і тангенціальних автоколивань.

Аналіз сучасних експериментальних і теоретичних досліджень показав, що основними факторами, що впливають на виникнення фрикційних автоколивань при відсутності мастила, є деформування шорсткуватих контактуючих поверхонь та наявність конструктивних в'язей між нормальними і тангенціальними коливаннями. Однак раніше при дослідженні фрикційних автоколивань ці фактори спільно не розглядалися. Тому метою цієї праці є розроблення математичної моделі та обчислювального алгоритму для комп'ютерного моделювання методом усталення фрикційних автоколивань шорсткуватих тіл, тертя між якими описується законом Амонтона, за наявності конструктивних в'язей між нормальними і тангенціальними коливаннями.

Як динамічну модель колодково-колісного гальма розглянуто автоколивальну систему з двома ступенями вільності. Вважається, що колодка та колесо є абсолютно жорсткими, але кожна з контактуючих поверхонь вкрита деформівним шорсткуватим шаром, мікронерівності якого моделюються лінійно-пружними пружинами однакової жорсткості, але різної висоти. В процесі відносного руху колодки та колеса відбувається стискання мікронерівностей. У першому наближенні нормальна компонента сил взаємодії мікронерівностей вважається пропорційною величині їх взаємного перекриття. Тертя між контактуючими поверхнями описується одночленним законом Амонтона, особливістю якого є його "пороговий" характер: взаємне ковзання починається не при довільному значенні сили тертя, а лише при досягненні силою тертя відповідного порога, пропорційного нормальному стиску тіл.

Для розроблення обчислювального алгоритму розв'язання задачі використовується варіаційний підхід. Отримано варіаційне формулювання динамічної задачі з тертям у вигляді квазіваріаційної нерівності. Дискретизація варіаційної задачі за часом проводиться на основі дво- і тришарових різницевих схем. Для розв'язування отриманих на кожному кроці інтегрування за часом квазіваріаційних нерівностей використовується ітераційний процес, що дає можливість звести розв'язування задачі до розв'язання послідовності варіаційних нерівностей з недиференційованими доданками, обумовленими наявністю сил тертя. Побудовано еквівалентні варіаційним нерівностям з недиференційованими задачі мінімізації, розв'язки яких отримано в явному вигляді.

Розроблений обчислювальний алгоритм реалізовано у вигляді комп'ютерної програми на алгоритмічній мові FORTRAN, з використанням якої методом обчислювального експерименту досліджено коливальні процеси у колодково-колісних гальмах з урахуванням деформування шорсткуватих контактуючих поверхонь та наявності конструктивних в'язей між нормальними і тангенціальними коливаннями. Аналіз отриманих числових результатів дає можливість зробити висновок, що запропонована математична модель описує виникнення фрикційних автоколивань у пружній системі, у якій не вводиться штучна різниця між статичним та динамічним коефіцієнтами тертя.

На основі виконаного комп'ютерного моделювання коливальних процесів у колодковоколісних гальмах розроблено рекомендації щодо підвищення стійкості роботи колодково-колісних гальм рухомого складу рейкового транспорту шахт.

МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ НАМОТУВАЛЬНИХ СИСТЕМ З КІНЕМАТИЧНИМ ЗБУРЕННЯМ

MATHEMATICAL MODELS OF THE WINDING SYSTEMS WITH KINEMATIC EXCITEMENT

Володимир Будзан, Валентин Віннік

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

The paper presents the mathematical equations motion of the winding systems that consists of the two non-round cross section coils, flexible element and compensator. The main problem of this task consists in the system stiffness change that connected with the jumping-like change of the flexible element length. The equations of the mechanical system motion are obtained and the flexible element length change is described.

Намотувальні системи з кінематичним збуренням — результат конструктивних розробок (для намотування котушок некруглого профілю) або неточності виготовлення і монтажу барабанів чи наслідок їхньої експлуатації.

Специфіка роботи таких систем полягає в тому, що в них практично немає усталеного періоду руху. В процесі намотування змінюється: довжина (тобто податливість) матеріалу між барабанами, радіуси-вектори точок набігання матеріалу на прийомний барабан та збігання його з віддаючого барабана, кути між матеріалом та згаданими радіусами-векторами барабанів. Навіть без врахування пружного ковзання матеріалу по барабанах математичне подання процесу роботи такої системи дуже складне. Врахування жорсткості матеріалу можливе тільки у диференціальній формі. Особливі складності виникають при аналізі систем з барабанами, поперечні перерізи яких описуються кусковонеперервними лініями (наприклад, прямокутниками з коловими спряженнями кутів). Зазначені зміни параметрів враховані в розроблених авторами математичних моделях динаміки намотувальних систем, що складаються з двох барабанів з поперечними перерізами у вигляді прямокутника, прямокутника зі скругленими кутами, правильного багатогранника або еліпса. Конкретизація профілів барабанів для найрозповсюдженіших у намотувальних системах котушок надає можливості спрощувати системи рівнянь шляхом розкладу окремих їх параметрів у ряд Тейлора в околиці параметрів притаманних системі з круглими барабанами.

Технологічні та конструктивні вимоги до режимів роботи намотувальних систем часто зумовлюють використання різноманітних компенсаторів (поступальних, коромислових, комбінованих). Взаємозв'язок між окремими параметрами, їх вплив на кінематику та динаміку таких систем в цілому (математична модель) практично не досліджені.

Розглянуті відкриті намотувальні системи з двома циліндричними барабанами, пружним намотувальним матеріалом і встановленими під довільним кутом до міжосьової лінії поступальним або коромисловим компенсатором. Точка перетину лінії переміщення компенсатора з міжцентровою лінією — довільна (між барабанами). Такий підхід дає можливість отримати загальні залежності, а введення довільного нахилу компенсатора відкриває можливості розширення задачі для дослідження системи з комбінованим кулісним (поступально-коромисловим) компенсатором.

Робоча поверхня компенсатора — циліндрична. Розглянуті випадки тертя ковзання матеріалу по робочій поверхні компенсатора та кочення і роликовий варіант робочої поверхні.

Встановлені геометричні параметри системи (довжина ділянок намотувального матеріалу, кути контактних радіус-векторів барабанів) у вигляді лінеаризованих залежностей від переміщення центра робочої поверхні компенсатора.

Диференціальні рівняння руху барабанів та компенсатора зв'язують між собою кінематичні та силові параметри системи. Загальність постановки задачі дає можливість проводити кількісний та якісний аналіз роботи системи.

Розгляд подібних систем, їх дослідження створює можливості запобігати екстремальним режимам роботи намотувальних установок і виготовленню неякісної продукції.

ДИСКРЕТНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПОШИРЕННЯ НЕСТАЦІОНАРНИХ КОЛИВАНЬ У СТРИЖНІ

DISCRETE MODELLING OF DISTRIBUTION OF NON-STATIONARY FLUCTUATIONS IN A CORE

Андрій Веселов, Олександр Шамровський

Запорізька державна інженерна академія, Україна, 69006, м. Запоріжжя, проспект Леніна, 226.

The discrete model of distribution of non-stationary wave disturbance in an elastic core is offered. Basic feature of new model is the step kind of dependence of elastic characteristics of model (springs) from deformation. Results of researches have shown that the offered model at the solving of non-stationary tasks yields results which will better be coordinated with continual model, than known discrete models.

У класичній механіці суцільного середовища широко використовуються числові методи, які вимагають дискретизації рівнянь у частинних похідних. Крім цього, континуальні моделі не враховують дискретний характер структури речовини і роблять усереднення його характеристик. Тому активно розвиваються споконвічно дискретні моделі, позбавлені перерахованих недоліків. Широко відомі моделі у вигляді набору точкових мас, з'єднаних пружними зв'язками — пружинами. Однак такі моделі мають істотні обмеження. За правило, вони дають досить грубе наближення континуальних моделей. При цьому з самого початку в рух приходить весь ланцюжок від вільного до закріпленого кінця і в збурення, що поширюється, відсутній фронт. Зі зростанням кількості мас ситуація не поліпшується, а ще більше виявляється ефект Гібса, що виникає при розкладанні розривних функцій у ряд Фур'є.

У розробленій моделі істотно поліпшена відповідність отриманих результатів і результатів континуальної моделі. Відмінність полягає в тому, що дискретизації піддаються не тільки маси, але й пружні характеристики зв'язків. При цьому поширення хвилі відбувається згідно з "ефектом доміно", тобто маси починають рухатися по черзі. Сили в новій моделі міняється стрибкоподібно при зміні деформації на величину Δ . При зростанні деформації в діапазоні від 0 до $\Delta/2$ реакція пружини дорівнює нулю, а потім стрибкоподібно зростає до величини *P*. Важливою особливістю моделі є те, що параметр дискретизації Δ залежить від прикладеного навантаження.

Дискретизація пружин привела до появи фронту, що поширюється з тією ж середньою швидкістю, що й фронт у рамках континуальної моделі, але рухається стрибками. Усі параметри збурення, що поширюється, практично збігаються з відповідними параметрами для випадку континуальної моделі. Природно за рахунок збільшення кількості мас відбувається граничний перехід до класичної моделі.

Крім цього, за допомогою такого підходу можна моделювати й двовимірні задачі. Зокрема, можна спостерігати виникнення ефекту поперечного квазіфронту, що виникає через те, що діагональні пружні зв'язки реагують на прикладене навантаження пізніше, ніж поздовжні.

Нова дискретна модель дає змогу розв'язувати й інші задачі: поширення хвиль у площині, у тілах складної форми, неоднорідних тілах.

ПАРАМЕТРИЧНІ МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ МАШИН

PARAMETRICAL MODELS FOR DETERMINATION OF STRESSED AND DEFORMED STATE OF HIGH-LOADED MACHINES ELEMENTS

Андрій Грабовський, Андрій Танченко, Юрій Гусєв

¹ Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Україна, 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21; ² ВАТ "ГСКТІ", Україна, 87500, м. Маріуполь, пл. Машинобудівників, 1.

In the report the general approach to providing of durability, capacity and saving of loading ability of high-pressured large-size machines is offered. A variant of method of the generalized parametrical description is developed.

Актуальність цієї праці зумовлена потребою забезпечити несучу здатність протягом життєвого циклу важконавантажених великогабаритних машин. Особливістю умов експлуатації таких машин є інтенсивна дія зовнішніх чинників, тривалі терміни експлуатації, стоншування силових елементів металоконструкцій, а це вимагає врахування при їх проектуванні комплексу цих чинників. До того ж потрібно врахувати і такий чинник, що не враховувався раніше при традиційній постановці, як залежність стоншування від напруженого стану. У зв'язку з цим, а також з обмеженим значенням проблеми забезпечення ресурсу, довговічності і здатності навантаження, виникає актуальна і важлива науково-практична задача розроблення методів забезпечення заданого ресурсу, довговічності і навантажувальної здатності такого типу машин за рахунок оптимального вибору конструктивних схем і параметрів з урахуванням моделювання реальних умов експлуатації і складних нелінійних зв'язаних фізико-механічних процесів на етапі проектування.

Розглядається задача оптимального синтезу металоконструкцій великогабаритної навантаженої машини. У просторі узагальнених параметрів *P* записуються рівняння стану:

$$L(u, p, f, t) = 0$$
, (1)

де *L* — оператор; *u* — змінна стану; *f* — зовнішня дія; *t* — час.

Щодо цих параметрів *Р* формулюється низка цільових функцій *I* та обмежень:

$$I_{K} = I_{K}(P, H), \quad K = 1, n_{K},$$
 (2)

$$H_{i} = H_{i}(u) \ge H_{i}^{*}(u),$$
 (3)

де H_j — елементи масиву H характеристик стану металоконструкції машини (залежать від змінних стану u, що задовольняють рівняння (1)).

Тоді формулюється задача визначення таких оптимальних Р*, що:

$$I(P^*) = \sum \gamma_K I_K(P^*) \Longrightarrow \min , \qquad (4)$$

$$H_{i}(u(P^{*})) \ge H_{i}^{*}(u(P^{*})),$$
 (5)

$$L(u, P^*, f, t) = 0, (6)$$

де γ_{κ} — деякі вагові коефіцієнти.

Така загальна формальна постановка приховує основну особливість задачі: рівняння стану (1), що визначають неявні залежності u(P, f) і H(u, f), є істотно нелінійними і складними. У зв'язку з цим, потрібно розробити нові підходи до розв'язання цієї задачі, оскільки безпосередні використання традиційних постановок не враховує ні специфіки розв'язуваної задачі, ні особливостей функціонала, що мінімізується, ні складності і невизначеності оператора I, ні варіювання в процесі проектування виду і складу масиву обмежень H, а також вагових коефіцієнтів γ_{κ} . Для математичної формалізації задачі передбачається залучити метод узагальненого параметричного опису складних механічних систем. Окрім врахування перерахованих вище чинників, такий підхід надає широкі можливості підвищення ефективності розрахункового й експериментального моделювання складних фізико-механічних процесів, а також обґрунтування вірогідності, адекватності і точності використаних математичних моделей.

Відповідно, розв'язані такі задачі:

• адаптовано метод узагальненого параметричного опису складних механічних систем до дослідження й оптимізації конструкцій мостових перевантажувачів;

• запропоновані конкретні методики проведення досліджень;

• розроблена математична, числова, експериментальна моделі для дослідження фізико-механічних процесів у машинах;

• запропоновано конкретний вигляд L, I, H, f, що фігурують у співвідношеннях (1) — (6);

• реалізовано запропонований метод досліджень до оптимального проектування перевантажувачів і вібромашин за критеріями працездатності, мінімальної маси, навантажувальної здатності впродовж усього терміну експлуатації.

ОСОБЛИВОСТІ МОДЕЛЮВАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ КОЛИВАЛЬНИХ СИСТЕМ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ДЕКІЛЬКОМА ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМИ ВІБРОЗБУДЖУВАЧАМИ

FEATURES OF DESIGN OF ELECTROMECHANICS OSCILLATING SYSTEMS OF VIBRATORY MACHINES WITH SOME ELECTROMAGNETIC VIBROEXCITERS

Володимир Гурський, Ярослав Шпак, Юрій Шоловій

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

The features of design of the electromechanical oscillating systems of vibratory co-fazed machines are considered with a few electromagnetic vibroexciters, taking into account the number of vibroexciters, parameters of electric circle of feed and mechanical part of vibration machine.

Моделювання роботи вібраційних машин з електромагнітними віброзбуджувачами (EMB) повною мірою проводиться на основі співвідношень параметрів між механічною (інерційні і жорсткісні) та електричною складовими системи [1]. Електрична складова характеризується схемою живлення, кількістю ЕМВ та їхньою силовою характеристикою. Сьогодні відомо багато структурних схем механічних коливальних систем (МКС) вібраційних машин [1 — 3], що мають характерний підбір параметрів, які визначають режим та ефективність роботи усієї МКС. Для забезпечення потрібного режиму роботи доцільно використовувати промислові ЕМВ та відповідну схему їх живлення. Досить часто у склад таких схем входить декілька ЕМВ. Найширший спектр підбору механічних параметрів та режимів роботи (резонансний, міжрезонансний, динамічно зрівноважений, синфазний) мають тримасові МКС вібраційних машин. Серед них найенергоощаднішими вважаються синфазні вібраційні машини [3]. Тому, розглянемо особливості моделювання їх електромеханічних коливальних систем з урахуванням кількості ЕМВ. Такі системи (рис. 1) складаються з активної 1 (m_1) , проміжної 2 (m_2) та реактивної 3 (m_3) коливальних мас, що з'єднані пружними ланками 4 і 5 із жорсткостями відповідно c1 i c2. Силове збурення забезпечується осердям з котушкою 6 та якорем 7 ЕМВ, що вмикається у мережу за відповідною схемою живлення [1] (найчастіше одно-, двотактна чи з тиристорним керуванням), яка визначає закон зміни напруги U(t) живлення, сили струму I(t) у витках w_k котушки EMB, а також характеристику і частоту змушувальної сили F(t). МКС встановлена на основі через віброізолятори 8 з жорсткістю с_{із}.



Рис. 1. Структурна схема тримасової вібраційної машини з ЕМВ

Приймемо за *n* кількість одно- чи двотактних ЕМВ. Рівняння електричного кола для *n* ЕМВ, увімкнених паралельно, використовуючи за основу рівняння для одного ЕМВ [1, 2], матиме вигляд:

$$n \cdot \left[L(t) \cdot \dot{I}(t) + R \cdot I(t) \right] = U(t) , \qquad (1)$$

де $L(t) = 1 / \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{L_k(t)}$ — індуктивність *n* котушок ЕМВ;

 $L_k(t) = G(t) \cdot w_k^2$ — індуктивність одного електромагніта; $G(t) = \mu_0 \cdot S / [2 \cdot [\delta - (x_2(t) - x_3(t))]]$ магнітна провідність одного EMB, з урахуванням закону зміни номінального повітряного проміжку δ ; μ_0 — магнітна проникливість повітряного проміжку; S — площа поперечного перерізу полюсів магнітопроводу одного електромагніта по повітряному

проміжку δ ; $R = 1/\sum_{k=1}^{n} \frac{1}{r_k}$ — еквівалентний активний опір *n* котушок ЕМВ; r_k — активний опір однієї

обмотки; *U*(*t*) — напруга живлення ЕМВ.

З урахуванням динаміки руху МКС [3], запишемо узагальнену систему диференціальних рівнянь, що описує електромеханічну коливальну систему вібраційної машини з декількома ЕМВ, незалежно від схеми живлення котушок:

$$\begin{cases} n \cdot \left[I(t) / \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{\mu_0 \cdot S \cdot w_k^2 / 2 \cdot [\delta - (x_2(t) - x_3(t))]} + I(t) \cdot 1 / \sum_{k=1}^{n} \frac{1}{r_k} \right] = U(t); \\ m_1 x_1(t) + c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + b_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) = 0; \\ m_2 x_2(t) - c_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + c_2 \cdot (x_2(t) - x_3(t)) + c_{i_3} \cdot x_2(t) - b_1 \cdot (x_1(t) - x_2(t)) + b_2 \cdot (x_2(t) - x_3(t)) + b_{i_3} \cdot x_2(t) = \\ = n \cdot [\mu_0 \cdot S \cdot w_k \cdot I(t) / 2 \cdot [\delta - (x_2(t) - x_3(t))]^2 / \mu_0 \cdot S; \\ m_3 x_3(t) - c_2 \cdot (x_2(t) - x_3(t)) - b_2 \cdot (x_2(t) - x_3(t)) = -n \cdot [\mu_0 \cdot S \cdot w_k \cdot I(t) / 2 \cdot [\delta - (x_2(t) - x_3(t))]^2 / \mu_0 \cdot S. \end{cases}$$

$$(2)$$

Закон зміни напруги живлення U(t) записується на основі відповідної схеми живлення ЕМВ [1] і враховується в системі рівнянь (2). Якщо можливо задати закон зміни струму I(t) у витках w_k котушки ЕМВ, то відповідно рівняння електричної частини можна не враховувати.

На основі системи рівнянь (2) можна отримати АЧХ, часові залежності руху механічної та електричної (силової) складових системи при моделюванні числовими методами. Для синфазних машин АЧХ мають вигляд, зображений на рис. 2, звідки видно, що механічна та електрична складові перебувають в одному й тому ж резонансі.



Рис. 2. АЧХ активної (1), проміжної (2), реактивної (3) коливальних мас (а), сили струму в обмотці (4) і тягового зусилля (5) одного ЕМВ (б)

1. Низкочастотные электровибрационные машины / М. В. Хвингия, М. М. Тедошвили, И. А. Питимашвили и др.; Под ред. К. М. Рагульскиса. — Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. — 95 с. 2. Божко А. Е., Белых В. И., Мягкохлеб К. Б. Математические модели и структурные схемы электромагнитных вибровозбудителей // Проблемы машиностроения. — 2005. — Т. 8. — №4. — С. 35—40. 3. Ланець О. С. Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // Зб. пр. "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні". — Львів: Нац. ун-т "Львівська політехніка". — 2005. — Вип. 39. — С. 76—82.

ВІБРАЦІЙНІ ТА ЗВУКОВІ ВТРАТИ В ШАРУВАТИХ ПЛАСТИНАХ З ПРИЄДНАНИМИ МАСАМИ

VIBRATION AND SOUND TRANSMISSION LOSS ACROSS LAMINATED PLATES WITH MASSES ATTACHMENT

Богдан Дівеєв, Андрій Смольський, Ігор Бутитер

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

The study aims to predict damping and acoustical properties of composite laminated thin-walled structures. Effective rigidity constants of sandwich type laminates and damping properties have been determined by using a procedure based on multi-level numerical schemes. Numerical evaluations obtained for vibrations in laminated plates with masses attachment have been used to determine the efficient displacement field for economic analysis of vibration and sound transmission properties.

Важливим питанням розроблення сучасних машин є зменшення вібрації. Конструкції з шаруватих матеріалів знаходять все більше застосування у сучасному машинобудуванні і, особливо, в авіакосмічній, автомобільній промисловостях. Швидке зростання промислового використання цих конструкцій вимагало розвитку нових аналітичних і числових засобів, застосовних для аналізу і дослідження їхньої механічної поведінки. У перебігу останніх років почалися дослідження в розроблення нової методики для ідентифікації механічних властивостей матеріалу, так званої змішаної чисельно-експериментальної методики [1, 2].

У цій праці запропонована гнучка багаторівнева уточнена схема апроксимації фізичних полів у шаруватій структурі. На основі дворівневої схеми ідентифікації та експериментальних даних на основі методики [3 — 6] визначені модулі пружності та демпфування. Надалі знайдені ефективні характеристики багатошарових тонкостінних елементів дали можливість розглянути низку задач вібро- та звукопоглинання у пластинах з приєднаними масами.

Щоб моделювати композитні шаруваті пластини, важливо мати ефективну загальну теорію, щоб точно оцінити ефекти поперечних зсувних напружень на роботу пластини. Давно відомо, що вищого порядку теорії шаруватих пластин можуть забезпечити ефективний інструмент передбачення поведінки деформації композитних тонких пластин, підданих згинним навантаженням. Відомо, що теорії вищого порядку, які враховують поперечні зсуви і поперечні напруження, забезпечують розумний компроміс між точністю і простотою, хоча вони звичайно пов'язані з граничними умовами вищого рангу, які важко інтерпретувати в практичних технічних додатках.

Прості теорії шаруватих структур найчастіше непридатні до визначення тривимірних напружень. Таким чином, аналіз шаруватої структури може вимагати використання пошарово незалежної теорії або тривимірної теорії пружності. Точні тривимірні розв'язки показали фундаментальну роль, яку відіграють умовами неперервності для зсувів і поперечних компонентів напружень у з'єднаннях між двома суміжними шарами для точного аналізу багатошарових складних товстих пластин. Далі, ці пружні розв'язки демонстрували, що поперечні нормальні напруження відіграють істотну роль у цих дослідженнях. Проте, точні рішення, засновані на тривимірній теорії пружності, часто недостатньо доступні.

Асимптотичний підхід високого порядку. Різні кінематичні моделі були розвинені в [3 — 6], що розглядають комбінації переміщень у плані і поперечні зсуви в математичному підшарі для дослідження явища розповсюдження хвиль так само, як для коливань у шаруватих складних пластинах. Числові оцінки, отримані для розповсюдження хвилі й коливань в ізотропних, ортотропних і композитних шаруватих пластин використовувалися, щоб визначити поле переміщень для стислого аналізу розповсюдження коливань у шаруватій складній пластині. У цій праці ми прагнемо розвинути просту числову техніку, яка може давати дуже точні результати порівняно з доступним аналітичним розв'язком, і також давати підказку про рівень теорії вищого порядку, яка потрібна для точного і ефективного аналізу. Запропонований тут числовий метод є напіваналітичним підходом з аналітичним, застосованим в поздовжньому напрямі і пошаровими апроксимаціями переміщень у поперечному напрямі.

Числовий приклад. Тришарова балка (сендвіч). Розглянемо тришарову асиметричну балку. Розглянемо спочатку балку з одним масивним жорстким шаром, проміжковим демфуючим шаром та тонким притискаючим жорстким шаром. Її механічні властивості: серцевина матеріалу (спінений полімер): $C_{xx} = 251$ МПа, G = 57,7 МПа, $C_{zz} = 250$ МПа, $C_{xz} = 40$ МПа. Довжина балки

L = 0,6 м, товщина, модуль стиску — 1.076 ГПа; модуль розтягу — 3.96 ГПа; трансверсальний модуль — 1.020 ГПа; модуль зсуву — 0.638 ГПа. Лицьовий матеріал (волокнистий композит): модуль розтягу — 26 ГПа; трансверсальний модуль — 6 Гпа; модуль зсуву *E* — 0.6 ГПа На рис. 1 подані величини пружних констант еквівалентної балки С. Тимошенка.



Рис.1. Аналітичний підхід (а); асимптотична апроксимація (б)

Для пружної ідентифікації модулів була застосована процедура порівняння пружної енергії двох балок: однієї з них — неоднорідної, і другої — однорідної. Два методи були застосовані: аналітичний і апроксимаційний [3 — 7].

Рис. 1 представляє теоретично знайдені модулі пружності для аналога балки С. Тимошенка вищезазначеного зразка балки (відповідність мінімальній відмінності енергій). Маленька різниця у величинах викликана різними пружними компонентами енергії, взятими до уваги в обох випадках. В апроксимаційному методі взятий до уваги поперечний компонент енергії (див. [3 — 7]).

Надалі аналогічно були знайдені інтегральні коефіцієнти демпфування. Ці коефіцієнти, як і коефіцієнти пружності, виявилися частотнозалежними. На основі цих конденсованих моделей було досліджено низку задач вібро- та звукозахисну за допомогою шаруватих панелей з пружно приєднаними масами (динамічними гасниками коливань) [7, 8].

1. Mota Soares C. M., Moreira de Freitas M., Arauajo A. L. Identification of material properties of composite plate specimens // Composite Structures. — 1993. — Vol. 25. — P. 277—285. 2. Rikards R., Chate A. Optimal design of sandwich and laminated composite plates based on planning of experiments // International Journal of Solids and Structure. — 1995. — Vol. 10, No. 1. — P. 46—53. 3. Diveyev B., Crocker M. Dynamic Properties and Damping Prediction for Laminated Plates // Proceeding of International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA-2006), September 18-20, 2006, Katholieke Universiteit Leuven, Belgium. — 2006. — pp. 1021—1028. 4. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. High order theories for elastic modules identification of composite plates. Part 1. Theoretical approach // Mechanics of Composite Materials. — Vol. 44, No. 1. — 2008. — pp. 25—36. 5. Butyter I., Diveyev B. Elastic modules identification of composite plates // Biδpauji & mexniµi ma mexnoлoziπx. — 2007. — №2(47). — C.106—109. 6. Diveyev B., Butyter I., Shcherbyna N. High order theories for elastic modules identification of composite plates. Part 2. Theoretical-experimental approach // Mechanics of Composite Materials. — Vol. 44, No. 2. — 2008 (in press). 7. Дівеєв Б.М., Дубневич О.М., Олексюк Я.М. Проектування динамічних гасників коливань для транспортних процесів. Вісн. Національного університету "Львівська політехніка" // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. — Львів. — 2007. — № 41. — C.109—116. 8. Дівеєв Б.М., Вітрух І.П., Смольський А.Г. Проектування системи гасників коливань для транспортних засобів // Biбрації в техніці та технологіях. — 2007. — № 3(48). — С. 37—41.

НЕЛІНІЙНІ КОЛИВАННЯ ПАКЕТІВ ЛОПАТОК З УРАХУВАННЯМ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВІДХИЛЕНЬ У РОЗ'ЄМНИХ З'ЄДНАННЯХ

NONLINEAR VIBRATIONS OF BLADE PACKAGES IN VIEW OF TECHNOLOGICAL DEVIATION IN PLUG-TYPE CONNECTIONS

Валерій Жовдак, Яна Демуз, Олександр Степченко

Національний технічний університет «Харківський Політехнічний Інститут» Україна, 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

In the given work the task about forced vibrations of blades is considered in view of contact interaction in blade-to-blade connection. The algorithm of calculation of non-linear vibrations designed in view of contact interaction. It have been realized the analysis of influence of such type of mistuning on dynamic characteristics of a package and on contact interaction in plug-type connection.

У сучасному турбінобудуванні для підвищення жорсткості лопаток останніх сходинок використовують бандажування — роз'єднувані з'єднання. Особливості технологічного збирання апарата такі, що зчленування лопаток на кільце потребує ручного припасування контактуючих поверхонь, що призводить до конструктивних відхилень. Технологічні відхилення викликають порушення циклічної симетрії системи і призводять до її розладу. Раніше були розглянуті власні коливання лопаток з технологічними відхиленнями у міжлопатковому з'єднанні, що показали їхній істотний вплив на власні частоти [1 — 2]. Під дією аеродинамічного навантаження у міжлопаткових з'єднаннях виникає динамічний контакт, який призводить до нелінійних коливань (матриця жорсткості і демпфування залежить від узагальнених координат і є нелінійною). Тому актуальною проблемою є побудова вірогідних математичних моделей для розрахунку вимушених нелінійних коливань пакетів лопаток парових турбін, що мають технологічні відхилення.

Рівняння руху при нелінійних коливаннях пакета лопаток у рамках МСЕ подається у матричному вигляді так:

$$[M]{\ddot{u}} + ([D_{l}] + [D_{N}]){\dot{u}} + ([K_{l}] + [K_{N}]){u} = {F(t)},$$
(1)

де [M] — матриця мас системи, $\{u\}$ — вектор переміщень, $\{F(t)\}$ — вектор змушеного навантаження, $[D_t], [K_t]$ — лінійна складова матриці демпфування і жорсткості системи, $[D_N], [K_N]$ — нелінійна складова матриці демпфування і жорсткості.

Для розв'язання задачі нелінійних коливань пакета лопаток були використані два методи. Перший — безпосереднє інтегрування повної системи диференційних рівнянь (1) на основі різницевої схеми Ньюмарка, з розв'язанням нелінійної алгебричної проблеми методом Ньютона-Рафсона на кожному часовому кроці [3]. У другому методі задача вимушених коливань розв'язувалася на основі використання лінеарізованої моделі, для побудови якої спочатку роз'язується нелінійна статична контактна задача на основі МСЕ з використанням контактного елемента типу "поверхня-поверхня". У результаті розв'язання контактної задачі визначаються вузли, що контактують, на які накладаються умови спільності деформацій.

Побудовано тривимірні скінченноелементні моделі пакетів з двох та чотирьох лопаток четвертої сходинки циліндра низького тиску парової турбіни з використанням ізопараметричного восьмивузлового скінченного елемента з трьома ступенями вільності у вузлі. На перо лопатки діє навантаження у вигляді рівномірно розподіленого за просторовими координатами та гармонічного за часом тиску.

Розв'язано широке коло задач вимушених коливань для пакетів лопаток при різних частотах гармонічного навантаження для лінеарізованої та нелінійної систем. Отримані залежності

переміщень від часу для вузлів пера лопатки та бандажної полиці. Результати розв'язання задачі вимушених коливань у нелінійній постановці показали, що у процесі коливань у зоні міжлопаткового з'єднання спостерігається змінний контакт. Переміщення для лінеарізованої та нелінійної систем мають задовільну збіжність на нерезонансних частотах навантаження. При частотах навантаження близьких до резонансних спостерігається відчутніша різниця між результатами. Це пов'язано з тим, що для лінеаризованої моделі область контакту є незмінною, в дійсності з наближенням до резонансних частот амплітуда вимушених коливань зростає і викликає істотну зміну областей контакту у з'єднанні в процесі коливань.

Також було розв'язано задачу вимушених коливань для пакетів лопаток з технологічним розладом, який пов'язаний з виникненням зазору між контактуючими поверхнями у міжлопатковому з'єднанні $\gamma \in [0, 0.5$ мм] та непаралельністю поверхонь бандажних полиць, що задається кутом, що змінюється у межах [0°,0.9°]. Задача вимушених коливань пакетів з розладами розв'язувалась для нелінійної та лінеарізованої систем. Для побудови лінеарізованої системи з урахуванням відхилень використовувалися результати розрахунку нелінійної статичної контактної задачі, які показали зменшення зони контакту у з'єднанні при зростанні розладу [4]. Отримані залежності переміщення від часу показали істотний вплив технологічних відхилень на амплітуди вимушених коливань. При розладах спостерігається зростання амплітуд вимушених коливань, що пов'язано зі зміною жорсткості системи. Порівняння переміщень для лінеарізованої та нелінійної систем показало, що при зростанні розладу різниця між результатами розрахунку зменшується.

За результатами дослідження зроблено такі висновки:

— використання лінеарізованої моделі системи для аналізу вимушених коливань пакетів лопаток з урахуванням контактної взаємодії дає істотну похибку, особливо в районі резонансу і доцільним є використання нелінійної моделі;

— розв'язання задачі вимушених коливань для нелінійної системи показало, що у процесі коливань у роз'ємному з'єднанні виникає змінний контакт;

— при зростанні розладу спостерігається зменшення зони контакту і різниці між результатами розв'язання задачі вимушених коливань для лінеарізованої та нелінійної систем.

1. Демуз Я.Д, Жовдак В.А., Кабанов А.Ф., Степченко А.С.. Исследование влияния контакта в бандажном соединении на собственные частоты лопаточного аппарата на основе трехмерных моделей // Вестник НТУ "ХПИ". — Харьков. — 2005. — №21. — С. 67—72. 2. Демуз Я.Д, Жовдак В.А., Кабанов А.Ф., Степченко А.С., Ларин А.А.. Исследование влияния технологических отклонений в бандажном соединении на спектр собственных частот лопаточного аппарата // Надійність і довговічність машин і споруд. — Київ: Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України. — 2006. — Вип. 26. — С. 59—67. 3. Демуз Я.Д, Жовдак В.А., Кабанов А.Ф., Степченко А.С., Кабанов А.Ф., Степченко А.С., Исследование вынужденных колебаний двух лопаток с учетом контакта в межбандажном соединении // Вестник НТУ "ХПИ". — Харьков. — 2006. — №21. — С. 89—93. 4. Демуз Я.Д, Жовдак В.А., Ларін А.А., Степченко А.С., Соляннікова Ю.В.. Исследование динамического контактного взаимодействия в межбандажных соединениях пакетов лопаток паровых турбин // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: Збірник наукових праць / Дніпропетровський національний університет. — Дніпропетровськ. — 2007. — Вип. 11. — С. 53—62.

РОЗВ'ЯЗОК ЗАДАЧІ ВИМУШЕНИХ ВИПАДКОВИХ КОЛИВАНЬ ЛОПАТКОВОГО АПАРАТА З РОЗЛАДОМ НА ОСНОВІ МОДЕЛІ ОДНОГО СЕКТОРА

SOLUTION OF FORCED RANDOM BLADED DISK VIBRATIONS WITH MISTUNING ON THE BASE OF ONE-SECTOR MODEL

Валерій Жовдак, Олексій Ларін

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Україна, 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21. In the work is described the problem of forced vibrations of blade disk assembly in a view of its random mistuning due to the technology of blade mounting. The system response is presented by the linear part from its dependency at the random parameters. The sensitivity factors in this presentation are calculated on the base of sector deterministic model.

Лопаткові апарати турбомашин, незважаючи на свою різноманітність, мають типову структуру з циклічною симетрією. Разом з цим, в реальних конструкціях існує певна невизначеність їхніх параметрів, що виникає через стохастичну природу виробничих технологічних процесів і експлуатаційної деградації матеріалу та призводить до розладу.

Розлад здатен сильну змінити динамічну поведінку лопаткового апарата та викликати істотне збільшення амплітуд його вібрацій. Це може призвести до втрати динамічної міцності або до істотного зменшення ресурсу через втому матеріалу. Проведення дослідження динамічної міцності зазначених вище систем зводиться до вирішення проблеми пошуку ймовірностних характеристик амплітуд вимушених гармонічних коливань циклічно симетричної системи з випадковими розладом. Треба зазначити, що для отримання вірогідної інформації про динамічний напружено-деформований стан потрібно використовувати моделі лопатки великої розмірності, що враховують усі її конструктивні елементи (бандажну полицю, замкове та демпферне з'єднання), а для системи з розладом розмірність зростає у стільки разів, скільки лопаток у робочому колесі. Це значною мірою ускладнює числові розрахунки, а отримані результати внаслідок накопичення розрахункової похибки не будуть вірогідними, особливо за ймовірнісними характеристиками. Через це для отримання практично важливих кількісних результатів нами застосовано методи, які ґрунтуються на моделі одного сектора й теорії чутливості.

У загальному вигляді система рівнянь руху для амплітуд переміщень при гармонічних вимушених коливаннях лопаткового апарату має вигляд

$$\left(\left[K(\alpha)\right] - \omega^{2} \cdot \left[M(\alpha)\right] + i \cdot \left[D(\alpha)\right]\right) \cdot q = \left[Z(\omega, \alpha)\right]q = f, \qquad (1)$$

де [**K**], [**M**] та [**D**] — матриці жорсткості, мас та демпфування; [**Z**(ω)] — матриця динамічної жорсткості; ω — частота збурення; q, f — вектори амплітуд переміщень та зовнішнього навантаження, а $\alpha = [\alpha_1 \ \cdots \ \alpha_N]^T$ — вектор випадкових параметрів технологічних відхилень.

Відповідно до цього підходу вектор амплітуд переміщень *q* поданий у вигляді ряду Тейлора за степеням параметрів розладу зі збереженням лише лінійної частини навколо його математичного очікування:

$$q = M\left[q\right] + \sum_{j=1}^{N} \frac{\partial q}{\partial \alpha_{j}} \hat{\alpha}_{j} , \qquad (2)$$

де $\hat{\alpha} = \alpha - M[\alpha]$, $M[\cdots]$ — оператор взяття математичного очікування, N — кількість секторів.

$$\frac{\partial q}{\partial \alpha_{i}} = \frac{q\left(\alpha = \Delta \alpha^{j}\right) - q\left(\alpha = M\left[\alpha\right]\right)}{h_{i}} , \qquad (3)$$

$$\Delta \alpha^{j} = \begin{bmatrix} M \begin{bmatrix} \alpha_{1} \end{bmatrix} & \cdots & M \begin{bmatrix} \alpha_{j} \end{bmatrix} + h_{j} & \cdots & M \begin{bmatrix} \alpha_{N} \end{bmatrix} \end{bmatrix}^{T}, \qquad h_{j} = \sqrt{M \begin{bmatrix} \widehat{\alpha}_{j}^{2} \end{bmatrix}}$$
(4)

Таким чином, проблема параметричного дослідження випадкових вимушених коливань зводиться до визначення похідних від вектора амплітуд переміщень, які у разі числового розрахунку (2 — 3) зводяться до розв'язування N детермінованих проблем, розлад у яких подано своїми ймовірностними характеристиками (математичним очікуванням та середньоквадратичним відхиленням):

$$q\left(\alpha = \Delta\alpha^{j}\right) = \left(\left[Z_{0}\left(\omega\right)\right] + \left[\Delta Z\left(\omega, \Delta\alpha^{j}\right)\right]\right)^{-1} \cdot f \; ; \quad \left[\Delta Z\left(\omega, \Delta\alpha^{j}\right)\right] = \left[u\right]_{N_{s} \times N_{s}} \cdot \left[v\right]_{n \times N_{s}}^{T}, \tag{5}$$

де матриця димачнолі жорсткості [$Z(\omega, \alpha)$] подана у вигляді суперпозиції динамічної матриці жорсткості симетричної системи [Z_0] та матриці розладу [$\Delta Z(\alpha, \omega)$].

Як видно з виразу (5), для визначення вектора амплітуд переміщень потрібно провести обернення суми двох квадратних матриць. Враховуючи, що технологічний розлад існує лише у локальних областях секторів, матриця розладу матиме лише невелику кількість ненульових елементів. Ця обставина дає істотні переваги для використання формули Шермана-Морісона-Вудбарі для обернення суми матриць, бо надає можливість звести задачу до обернення значно меншої матриці, порядок якої визначається розмірністю більшого ненульового мінору матриці розладу [1]:

$$q = q_0 - \left\langle \left[A_0 \right] \cdot \left[u \right] \cdot \left[L \right]^{-1} \cdot \left[v \right]^T \right\rangle \cdot q_0, \qquad \left[L \right] = \left(\left[E \right] + \left[v \right]^T \cdot \left[Z_0 \right]^{-1} \cdot \left[u \right] \right)$$
(6)

де [E] — одинична матриця, [A₀], q₀ — матриця динамічної податливості та вектор амплітуд переміщень циклічно симетричної системи, які можуть бути побудовані на основі моделі одного сектора [1].

На основі запропонованого підходу розглянуто випадкові коливання лопаткового апарата третьої сходинки циліндра низького тиску парової турбіни з технологічним розладом. Особливістю робочого апарата цієї сходинки є чутливість власних частот до технологічних операцій по закріпленню бандажа під час монтажу лопаток на диску [2].

Нами побудовано дві моделі апарата третьої сходинки: дискретна, сектор якої складаєть з трьох мас та скінченноелементна модель. На базі першої моделі проведено верефікацію розроблених методів шляхом порівння отриманих результатів з розрахунками методом Монте-Карло для моделі всього робочого колеса. Для другої моделі в роботі подано важливі з пракчної точки зору числові результати визначених імовірнісних параметрів амплітудно-частотних характеристик лопаткового апарата з випадковим технологічним розладом.

Таким чином, запропонований підхід дає можливість проводити аналіз випадкових коливань циклосиметричних систем з розладом на основі моделі одного сектора.

1. Petrov E.P., Sanliturk K.Y., Ewins D.J, A new method for dynamic analysis of mistuned blade disk based on the extract relationships between tuned and mistuned systems // Transaction of the ASME. — 2002. — Vol. 124. — p. 586-597 2. Жовдак В.А., Демуз Я.Д., Кабанов А.Ф., Ларин А.А., Степченко А.С. Исследование влияния технологических отклонений в бандажном соединении на спектр собственных частот лопаточного апарата // Надійність і довговічність машин і споруд. — Київ: Інститут проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України. — 2006. — Вип. 26 — С. 59—67;

ДИНАМІКА ПНЕВМОПРИВІДНОГО МОДУЛЯ ЛІНІЙНОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ ПІДІЙМАЛЬНО-ТРАНСПОРТНОГО МАНІПУЛЯТОРА У ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМАХ РОБОТИ

DYNAMICS OF PNEUMATIC DRIVING MODULE OF LINEAR MOVING OF LIFTING-TRANSPORT MANIPULATOR IN TRANSIENT MODES

Богдан Кіндрацький, Володимир Павлище, Богдан Сологуб

Національний університет "Львівська політехніка", Україна, 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12. The two-coordinate mathematical model of the pneumatic module of linear moving with console accommodation of a load is developed. Influence of design data of the module on its dynamic characteristics is investigated. It is established borders of application of one-coordinate mathematical models for the description of dynamics of pneumatic modules of linear moving with console accommodation of a load.

Пневмопривідні модулі лінійного переміщення широко застосовують у промислових роботах (ПР) та підіймально-транспортних маніпуляторах (ПТМ) з прямокутною та циліндричною зоною обслуговування [1, 2]. Характерною особливістю таких модулів є консольне розташування вантажу, який переміщається модулем. Виліт консолі в реальних ПР сягає 0,3 - 1,2 м [3]. Статичний прогин кінця консолі залежить від вильоту і маси вантажу. В ПР малої вантажопідйомності (0,05 - 1 кг) цей прогин достатньо малий і ним, за правило, нехтують. Зі збільшенням маси вантажу (ПР середньої та великої вантажопідйомності — від 5 до 40 кг і більше) статичний прогин кінця консолі збільшується і за певного співвідношення конструктивних параметрів може перевищити допустиму точність позиціювання вантажу. Крім цього, під час руху виникають поздовжні та поперечні коливання вантажу, які збільшують тривалість робочого циклу, і, як наслідок, зменшують продуктивність ПР загалом.

Динамічний розрахунок пневмопривідних модулів ПР здійснюють переважно з використанням одномасних [4 — 6] чи багатомасних, але однокоординатних динамічних моделей [7]. Такий підхід обмежує застосування цих моделей для дослідження динаміки ПР і не дає можливості оцінити вплив поперечної жорсткості штока ПЩ на функціональні характеристики ПР. Не встановлені також допустимі межі застосування однокоординатних динамічних моделей для аналізу експлуатаційних характеристик і синтезу пневмопривідних модулів, тому розроблення уточненої динамічної моделі пневмопривідного переміщення і дослідження впливу поперечної жорсткості штока ПЩ на динамічних модулів, тому розроблення уточненої динамічної моделі пневмопривідного модуля лінійного переміщення і дослідження впливу поперечної жорсткості штока ПЩ на динамічні характеристики ПР є актуальним.

Для оцінки впливу поперечних коливань штока пневмоциліндра (ПЦ) з масою вантажу на кінці на його динамічні характеристики розглянуто два режими роботи приводу — висунення і втягнення штока. Динамічна модель приводу при висуненні штока подана на рис. 1.



Puc. 1

На схемі позначено: m_1, m_2 — зведені маси поршня і робочого органа з вантажем; x_1, x_2 та y_2 — узагальнені координати; a — віддаль між опорами; l — повна довжина штока; l_k — довжина консольної частини штока; G_2 — сила ваги, прикладена до маси m_2 ; F — рушійна сила, прикладена до поршня ПЦ; F_T — збурювальна сила, прикладена до маси m_2 і спрямована вздовж осі y.

Рівняння руху динамічної моделі (див. рис. 1) отримані з рівняння Лагранжа 2-го роду і після певних перетворень подані у такому вигляді:

$$m_{1}\frac{d^{2}x_{1}}{dt^{2}} + \beta \left(\frac{dx_{1}}{dt} - \frac{dx_{2}}{dt}\right) + c(x_{1} - x_{2}) = F;$$

$$m_{2}\frac{d^{2}x_{2}}{dt^{2}} - \beta \left(\frac{dx_{1}}{dt} - \frac{dx_{2}}{dt}\right) - c(x_{1} - x_{2}) = 0;$$

$$m_{2}\frac{d^{2}y_{2}}{dt^{2}} - \beta \frac{dy_{2}}{dt^{2}} + \left[\frac{3EJ}{l(l_{k} - x_{2})^{2}} - \frac{m_{2}}{l_{k} + x_{2}}\frac{d^{2}x_{2}}{dt^{2}}\right]y_{2} = m_{2}g.$$
(1)

٦

Система (1) описує коливання мас m_1 і m_2 вздовж осі x та коливання маси m_2 вздовж осі y при висуненні штока.

При втягуванні штока розрахункова двокоординатна динамічна модель пневмоприводу подана на рис. 2. Умовні позначення на схемі відповідають рис. 1.



Puc. 2

Диференціальні рівняння руху такої динамічної моделі, подібно до (1), матимуть вигляд:

$$m_{1}\frac{d^{2}x_{1}}{dt^{2}} + \beta \left(\frac{dx_{1}}{dt} - \frac{dx_{2}}{dt}\right) + c(x_{1} - x_{2}) = F;$$

$$m_{2}\frac{d^{2}x_{2}}{dt^{2}} - \beta \left(\frac{dx_{1}}{dt} - \frac{dx_{2}}{dt}\right) - c(x_{1} - x_{2}) = 0;$$

$$m_{2}\frac{d^{2}y_{2}}{dt^{2}} - \beta \frac{dy_{2}}{dt^{2}} + \left[\frac{3EJ}{l\left[l - (a_{0} - x_{1})\right]^{2}} - \frac{m_{2}}{l - a_{0} - x_{1}}\frac{d^{2}x_{2}}{dt^{2}}\right]y_{2} = m_{2}g.$$
(2)

У результаті комп'ютерного моделювання динаміки приводу при висуненні та втягуванні штока встановлено, що переміщення штока із зосередженою масою на кінці (робочого органа з об'єктом маніпулювання) з крайнього втягнутого положення у крайнє висунуте положення відбувається плавно, без помітних коливань. У поперечній площині коливання маси, зосередженої на кінці штока, спостерігається лише на початку його переміщення. В подальшому вони повністю заникають, і маса на кінці штока плавно опускається вниз, прямуючи до положення статичної рівноваги при максимально висунутому штоці. При цьому, чим більша швидкість руху поршня ПЦ, тим менше поперечне зміщення маси на його кінці за час робочого ходу. За рахунок своєї інерційності і надзвичайно малої

деформації кінця штока у втягнутому положенні система не встигає зреагувати на поперечне збурення, тому динамічна складова деформації кінця штока набагато менша від статичної. Отже, забезпечивши статичну деформацію кінця штока в максимально висунутому його положенні у межах допустимого значення статичного прогину, динамічну складову цієї деформації можна не враховувати.

При втягуванні штока, на початку робочого ходу статична деформація його кінця із зосередженою масою — максимальна, тому під дією сил пружності штока й інерції маса m_2 починає плавно рухатися в осьовому та поперечному напрямах. Коливання швидкості руху і переміщення маси m_2 в осьовому напрямі — неістотні. У поперечній площині маса m_2 повільно переміщається з крайнього нижнього положення догори, асимптотично наближаючись до геометричної осі штока ПЦ. Оскільки поперечна жорсткість штока зі зменшенням вильоту маси m_2 зростає, то значних її коливань у кінці робочого ходу не відбувається. Незначні коливання маси m_2 у поперечній площині спостерігаються на початку переміщення штока. Зі збільшення швидкості руху поршня і жорсткості штока амплітуда коливань маси m_2 зменшується й вони швидко заникають. У будь-якому випадку амплітуда коливань маси m_2 не перевищує статичної деформації кінця штока при максимальному його вильоті. Останнє можна пояснити тим, що при статичній деформації кінця в 500 — 1000 разів менша від ваги вантажу, зосередженого на кінці штока.

Таким чином, забезпечивши конструктивно допустимий статичний прогин кінця штока ПЦ у крайньому висунутому положенні, поперечні коливання маси, зосередженої на його кінці, є неістотними і їх можна не враховувати. В іншому випадку врахуваня поперечних коливань кінця штока і застосування двокоординатної динамічної моделі є обов'язковим.

1. Белянин П.Н. Промышленные роботы и их применение: Робототехника для машиностроения. — М.: Машиностроение, 1983. — 311 с. 2. Козырев Ю.Г. Промышленные роботы: Справочник. — М.: Машиностроение, 1983. — 376 с. 3. Промышленные роботы в машиностроении: Альбом схем и чертежей: Учебное пособие для технических вузов / Ю.М. Соломенцев, К.П. Жуков, Ю.А. Павлов и др.; Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. — М.: Машиностроение, 1986. — 140 с. 4. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. — М.: Машиностроение, 1985. — 256 с. 5. Кравченко Н.Ф., Архипенко Н.А. Метод уменьшения скорости выходного звена манипулятора в начале торможения // Вестник машиностроения, — 1983. — № 2. — С. 26— 28. 6. Киндрацкий Б.И. Параметрический синтез гидравлического амортизатора для торможения движущихся масс в промышленных роботах с пневматическим приводом // Изв. вузов. Машиностроение. — 1989. — №12. — С. 87—91. 7. Кіндрацький Б.І. Вплив податливості ланок лінійного пневмоприводу з інерційним навантаженням на його динамічні характеристики // Машинознавство, 1997. — №4-6. — С. 37 — 40.

ЛОКАЛЬНЕ ЗМІЩЕННЯ МАСИ І МІЦНІСТЬ ТОНКИХ ПОЛЯРИЗОВНИХ ТІЛ

THE LOCALLY MASS DISPLACEMENT AND THE STRENGTH OF THINK POLARIZED SOLIDS

Василь Кондрат¹, Тарас Нагірний^{1,2}, Ольга Грицина¹

¹ Центр математичного моделювання ІППММ ім. Я. С.Підстригача НАН України, Україна, 79005, м. Львів, вул. Дж. Дудаєва, 15. ² Університет Зеленогурський, Польща, 65-516, Зелена Гура, вул. Професора Шафрана, 4.

A complete set of equations of electro-magneto-mechanics of solids which taking into account the local displacement of mass is apply to investigation of strengths parameters of think dielectric layers.

У рамках моделі електромагнітомеханіки неферомагнітного деформівного поляризовного середовища, яка враховує процес локального зміщення маси, досліджено розмірний ефект межі
міцності тонких діелектричних шарів та її зв'язок з параметрами приповерхневої неоднорідності зв'язаного електричного заряду та поляризації. Встановлено та досліджено аналітичні співвідношення, які описують такий зв'язок.

Для поляризовного шару у зовнішньому постійному електричному полі показано, що за реалізації граничних умов на електричні величини, запропонованих Міндліном, напруженодеформований стан та межа міцності шару залежать від величини зовнішнього поля.

МОДЕЛЮВАННЯ ТА АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БАГАТОКОРПУСНОГО ТУРБОАГРЕГАТУ В СИСТЕМІ ТУРБОАГРЕГАТ — ФУНДАМЕНТ — ОСНОВА

MODELLING AND THE ANALYSIS OF VIBRATING CHARACTERISTICS OF THE MULTICASE TURBINE IN SYSTEM THE TURBINE — BASE — BASIS

Сергій Красніков, Олександр Степченко, Олексій Торянік

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

Turbine – base – basis the finite element model of system is developed for a multicase turbine by power 500 MVt. The most pliable elements of system – the base and cases of cylinders of low pressure are in details simulated, other elements are considered as the concentrated mass and boundary conditions. The analysis of natural and forced vibration system is lead and is revealed new laws.

Україна має велику кількість теплових та атомних електростанцій, які при роботі на повну потужність здатні виробляти електроенергію в більших кількостях, ніж потрібно для внутрішнього споживання. У такий спосіб Україна має потенційне джерело експортного товару у вигляді електроенергії. Однак більшість устаткувань електростанцій має тривалі терміни експлуатації та вимагає заміни. Особливі проблеми викликає модернізація турбоагрегатів. При цьому нове обладнання встановлюється на старий фундамент, а оскільки система турбоагрегат — фундамент — основа (ТФО) взаємозв'язана, це може призвести до збільшення рівня вібрації й виходу робочих параметрів турбіни за межі припустимих величин. Особливо це характерно для багатокорпусних турбоагрегатів великої потужності, які мають підвищену податливість. Тому дослідження вібраційних характеристик цих агрегатів є актуальною задачею.

Об'єктом дослідження є система турбоагрегат — фундамент для турбіни потужністю 500 МВт. Вона складається із залізобетонного фундаменту довжиною понад 60 метрів, турбіни, генератора, збудника генератора. Турбіна містить п'ять корпусів, з яких чотири корпуси циліндрів низького тиску (ЦНТ) є однаковими коробчастими конструкціями з габаритами 8×9×6 метрів і складаються з металевих листів, стержнів і труб, а п'ятий корпус циліндра високого тиску (ЦВТ) є жорсткою металевою конструкцією за формою близькою до циліндричної. У чотирьох корпусах ЦНТ є вбудовані опори роторів, вони найподатливіші й вимагають детального моделювання. П'ятий корпус досить жорсткий, при роботі турбіни коливається як єдине ціле й може моделюватися як система зосереджених мас. Всі корпуси турбіни і генератор з'єднані єдиними валопроводом.

Для проведення досліджень був використаний метод скінченних елементів, що добре себе зарекомендував при розв'язуванні задач статики і динаміки для таких різнорідних конструкцій зі складною геометрією, яким є об'єкт дослідження. Була побудована модель системи ТФО з докладним моделюванням найчутливіших до вібрацій корпусних конструкцій турбіни. Ці конструкції були змодельовані за допомогою оболонкових, стержневих і масових скінченних елементів. Побудовані моделі корпусів детально описують геометрію реального об'єкта. Корпус ЦВТ турбіни, валопровід, генератор і збудник генератора моделювалися у вигляді системи мас. Заповнений водою конденсатор ЦНТ моделювався за допомогою кінематичних обмежень і системи мас. Основа моделювалася у вигляді кінематичних обмежень. Фундамент моделювався за допомогою стержневих і пластинчастих скінченних елементів. Обрана схема моделювання системи ТФО була апробована в попередніх дослідженнях для однокорпусних турбоагрегатів [1, 4]. Особливістю цієї моделі системи ТФО є врахування спирання двох корпусів турбіни на один ригель фундаменту. Для цього було проведено окреме дослідження фундаменту та підібрана оптимальна пластинчато-стержнева модель фундаменту, що має адекватні жорсткостні та інерційні характеристики стержневої моделі апробованої раніше [2, 3].

Для побудованої моделі системи ТФО проведені дослідження характеристик власних і вимушених коливань. Дослідження власних коливань показало, що система ТФО має густий спектр власних частот. У діапазонах біля робочої частоти обертання валопроводу 50 Гц і кратних до неї — 25 Гц і 100 Гц є велика кількість власних частот. Аналіз форм коливань на цих частотах показав, що вони подібні й відповідають однаковим формам коливань різних корпусів ЦНТ. У такий спосіб спостерігається розлад, викликаний тим, що чотири корпуси ЦНТ мають однакову конструкцію, але жорсткості спирання на фундамент істотно відрізняються. Дослідження власних форм показало, що частина резонансів у робочому діапазоні й кратних до нього зв'язана і визначається коливаннями фундаменту, а друга частина — коливаннями як корпусів ЦНТ у цілому, так і окремих їхніх елементів.

Дослідження характеристик вимушених коливань підтвердило результати досліджень власних коливань і дало можливість кількісно оцінити величини амплітуд коливань окремих частин корпусних конструкцій. Збурювальною силою у системі є вібраційне навантаження від небалансу ротора на його опори. Отримані результати показали, що амплітуди коливань листів корпусів поблизу частоти 100 Гц (подвійна оборотна частота збурена генератором) сумірні за величиною з амплітудами коливань поблизу частоти 50 Гц (робоча частота турбіни), що для турбоагрегатів меншої потужності не фіксувалося ні числовими, ні натурними експериментами. Крім цього, точно визначені місця корпусів турбіни, де спостерігаються найбільші амплітуди коливань, що дало можливість зробити рекомендації щодо підвищення жорсткості турбіни та відлаштування її від резонансу. Результати проведених досліджень повністю підтверджуються натурними експериментальними даними.

1. Шульженко Н.Г., Воробьев Ю.С. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат-фундамент. — К.: Наукова думка, 1991. — 232 с. 2. Степченко А.С. Определение собственных частот и форм фундамента методом синтеза форм // Харьк. политехн. ин-т., Харьков, 1993. — 16с. — ил. — Библиогр — 7 назв. — Рус. — Деп. в УкрИНТЭИ 01.03.93, N307-Ук93. 3. Жовдак В.А., Красников С.В., Степченко А.С. Исследование динамического взаимодействия турбоагрегата К-325-23.5 с фундаментом // Вестник ХГПУ "Динамика и прочность машин". — Харьков: ХГПУ. — 1999. — Вып. 53. — С. 64—69. 4. Жовдак В.А., Красников С.В., Степченко А.С. Исследование влияния конструктивных параметров на динамические характеристики системы турбоагрегат-фундамент // Вестник ХГПУ. — Харьков: ХГПУ. — 2000. — Вып.100. — С. 66—69.

ЕФЕКТИВНИЙ МЕТОД РОЗРАХУНКУ СТРИЖНЕВИХ СИСТЕМ

THE EFFICIENT METHOD OF CALCULATING OF FRAMEWORK

Володимир Кривуляк, Олександр Шамровський, Анатолій Безверхий

Запорізька державна інженерна академія, Україна, 69006, м. Запоріжжя, проспект Леніна, 226.

Method of successive approximations has been developed and implemented in this article. It allows you to make careful strength assessment for rod constructions, however only stress – strain type of deformation are taken into account. The given approach has loop structure, therefore it extensively uses ECM.

Стрижневі системи широко використовуються на практиці (наприклад, ферми, кранові стріли та інші конструкції) і, крім цього, також використовуються у теоретичних дослідженнях для побудови моделей механічним систем.

Принцип роботи класичного підходу для статичного розрахунку стрижневих систем полягяє у складанні рівнянь рівноваги вузлових точок і, у випадку статично невизначених систем, умов поєднання деформацій з подальшим розв'язанням отриманої системи рівнянь. Але використання такого підходу супроводжується складнощами як при складанні рівнянь, так і при іх розв'язуванні. Головна проблема полягає як у зв'язності великих систем рівнянь.

Пропонується ефективний метод для розв'язання стрижневих систем, який базується на використанні процедури послідовних наближень, і дає можливість не тільки усунути потребу розв'язувати великі системи рівнянь, а також навіть не потребує складання цих систем.

Метод у своїй основі орієнтований на вікористання комп'ютера, бо кількість ітерацій під час його використання може бути досить великою. На відміну від існуючих методів, його використання не призводить до накопичення похибки.

Принцип роботи методу послідовних наближень. Розглядається будь-яка стрижнева конструкція, яка складається зі стрижнів, шарнірно з'єднаних у вузлах. У вузлах можуть буди прикладені навантаження у вигляді зосереджених сил. Спочатку всі переміщення вузлів та зусилля у стрижнях вважаються нульовими.

На першому кроці обчислюються суми проекцій на осі координат усіх сил, які діють на кожен вузол з урахуванням як навантажень так і зусиль у стрижнях. Н другому кроці для кожного вузла задається приріст проекцій переміщень, пропорційне обчисленим на першому кроці проекціям зусиль. Цей приріст додається до знайдених раніше переміщень вузлів. На третьому кроці, враховуючи задані на другому кроці переміщення вузлів, знаходяться деформації всіх стрижнів і, на їхній основі, зусилля в стрижнях, після чого вертаємось на перший крок.

ЧИСЛОВЕ РОЗВ'ЯЗУВАННЯ ЗАДАЧІ ПРО З'ЄДНАННЯ АРМАТУРНИХ СТРИЖНІВ ПРУЖНОЮ (ПРУЖНО-ПЛАСТИЧНОЮ) ОБТИСКНОЮ ВТУЛКОЮ

NUMERICAL SOLUTION OF PROBLEM ABOUT CONNECTION OF REINFORCEMENT BARS BY A CRIMP ELASTIC (PLASTIC) HOP

Ольга Кузь

Львівський державний інститут новітніх технологій та управління імені В'ячеслава Чорновола, Україна, 79057, м. Львів, вул. Генерала Чупринки,130.

The problem of connection of reinforcement armature bars by a crimp hop is considered in work. Putting of task is formulated and its solution is resulted at the elastic and plastic putting, designing bars as absolutely hard bodies. On the basis of numerical analysis the diagrams of displacements and tensions are represented.

Великогабаритні конструкції часто потребують укріплення чи армування за допомогою дуже довгих стрижнів. Технологічно такі стрижні виготовляють з окремих кусків арматури, та їхнє з'єднання є важливим виробничим завданням. Існуючий метод такого з'єднання за допомогою зварювання не є досконалим для високовуглецевої арматури, оскільки при накладанні та подальшому зварюванні втрачається частина арматури, тобто міцність з'єднання за недостатньо доброї зварюваності може бути істотно заниженою.

У доповіді за допомогою числового моделювання обґрунтовується технологія іншого способу механічного з'єднання арматури за допомогою накладання на стрижні пружної (пружно-пластичної) циліндричної обтискної втулки. Відповідно до цього розглядаються осесиметричні задачі лінійної теорії пружності та деформаційної теорії пластичності про обтискання за допомогою рівномірного навантаження співвісних циліндричних стрижнів, що дотикаються торцями та охоплені циліндричною пружною або пружно-пластичною втулкою. З огляду на ребристу поверхню арматури, контакт

між втулкою та арматурою був неповним. Оскільки стрижні арматури вважались абсолютно жорсткими, то при контакті ребер арматури з втулкою були відсутні радіальні переміщення. Довжини ребер арматури бралися у чотири рази меншими за віддаль між ними.

Поставлені задачі розв'язувались чисельно за допомогою варіаційно-різницевого методу. Отримані після дискретизації системи алгебричних рівнянь розв'язувались ітераційними методами. Побудовано діаграми радіальних переміщень та напружень у втулці, а також досліджено зміну форми втулки за збільшення сили обтискання. Числовий аналіз показав, що найбільші за абсолютною величиною нормальні радіальні напруження виникають на краях ребер арматури. Радіальні переміщення, навпаки, найбільші на краях втулки. За допомогою діаграми розподілу інтенсивності тензора напружень встановлено області зародження та розвитку пластичних деформацій. Пластичні деформації виникають біля країв ребер арматури та розповсюджується рівномірно навколо них зі збільшенням сили обтискання. В області контакту пружної втулки з арматурою виникають напруження розтягу, які при подальшій експлуатації цієї конструкції можуть призвести до її руйнування. У випадку пружно-пластичної втулки такі напруження практично відсутні.

Таким чином, внаслідок проведеного числового аналізу виявлено переваги з'єднання металевих арматурних стрижнів пружно-пластичною втулкою.

ДЕМПФУВАННЯ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ВІД ТЕРТЯ ПРОФІЛІВ ЗУБЦІВ В ЗАЧЕПЛЕНІ

DAMPING OF THE FORCED VIBRATIONS OF CYLINDER TOOTHED TRANSMISSIONS ARE FROM INFLUENCE OF FRICTION OF TYPES OF INDENTS IN HOOKED

Ігор Кузьо¹, Олена Васильєва²

¹ Національний університет "Львівська політехніка", Україна, 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12. ² Львівський державний університет безпеки життєдіяльності, Україна, 79007, м. Львів, вул. Клепарівська, 35.

On the basis of results of theoretical researches influence of friction of types of indents is set in hooked cylinder gearing on damping of the forced vibrations.

Відомо, що у точці контакту профілів зубців, які знаходяться в зачеплені (по лінії зачеплення), відбувається їх відносне перекочування та ковзання. Перекочування профілів відбувається в зоні ділильних діаметрів, а ковзання — в зонах профілю, що розміщуються вище або нижче зон ділильних діаметрів. У результаті цієї взаємодії виникає сила тертя *F*, яка призводить до втрати енергії у зачеплені, стійкості зубців проти спрацьовування та заїдання.

Тертя в рухомих з'єднаннях проходить у більшості випадків за наявності тієї чи іншої кількості мастила. Забезпечення чисто рідинного тертя зубців коліс, особливо при малих швидкостях ковзання (для зубчастих передач в межах від 0,5 м/с до 5 м/с), практично не можливо. Тому на практиці основною складовою сили тертя є сила, яка пропорційна нормальному тиску, тобто сила тертя.

У випадку, коли зубчаста передача навантажена обертовим моментом *T*, то зубці ведучого (меншого) колеса взаємодіють із зубцями спареного (веденого — більшого) колеса. В результаті цієї дії виникає сила *N* нормального навантаження, яка направлена вздовж лінії зачеплення. У випадку, коли зубчаста передача косозуба, то сила *N* має нахил до всіх координатних осей.

Силу *N* можна розкласти на три взаємо перпендикулярні складові: $F_t = 2T/d_1$ — колова сила (дотична до ділильного кола зубчастого колеса); $F_a = F_t tg\beta$ — осьова сила, яка паралельна до осі обертання зубчастого колеса; $F_r = F_t tg\alpha_n/\cos\beta$ — радіальна сила, яка направлена вздовж міжосьової віддалі по радіусу зубчастого колеса. У випадку зачеплення прямозубих коліс (β =0) колова сила

залишається такою ж, осьова $F_a = 0$, а радіальна сила $F_r = F_t tg\alpha$, де $\alpha = \alpha_n$ — кут зачеплення для прямозубої передачі. Вектор сили тертя завжди є направленим у сторону, протилежну векторам швидкості ковзання поверхонь та швидкості відносних коливань спряжених деталей. Тому роль сили тертя зводиться до гасіння цих коливань.

Для спрощення аналізу дослідимо три випадки руху системи під дією сили, яка збігається з кожною віссю координат.

1. Збурююча сила направлена вздовж осі Y і збігається з напрямом вектора швидкості v_s , а зовнішня сила F_r змінюється за часом t з частотою кутової швидкості ω , тобто F_r sin ωt . У розглянутому випадку сила тертя F є сталою і вона зрівноважується пружною силою $C_y y_0$ та на характер руху не впливає. Вільні коливання в такій системі не затухають, а вимушені мають резонанс з безмежно зростаючою амплітудою. На цій властивості системи базується ідея компенсації сил тертя, яка вперше розглянута М. Є. Жуковським.

2. Збурююча сила направлена вздовж осі *X*. Отримане рівняння вказує, що в системі в напрямку руху виникають коливання з подвійною частотою зі зростанням амплітуди при резонансі.

3. Збурююча сила направлена вздовж осі Z. Коливання вздовж осі Z приводять до зміни сили тертя.

Проаналізуємо два основні можливі варіанти поєднання розглянутих випадків стосовно зубчастих передач: 1) прямозуба зубчаста передача, тобто кут $\beta = 0^{\circ}$ і збурююча сила N знаходиться в площині YOZ, а сила $F_a = 0$; 2) косозуба зубчаста передача, тобто коли збурююча сила N має нахил до всіх осей координат і для розгляду поєднуються всі три елементарні системи.

Результати аналізу показали, що тертя в рухомих з'єднаннях в напрямі заданого руху не тільки не демпфує коливання, але й підсилює ефект дії зовнішніх збурюючих сил. Цей висновок підтверджується визначеними значеннями співвідношень амплітуд. Для зменшення впливу зовнішніх збурюючих сил, які направлені вздовж ковзання робочих профілів, на коливання зубчастої передачі потрібно зменшувати шорсткість робочих поверхонь зубців, що істотно покращить поведінку системи при дії збурюючих сил за рахунок зменшення тертя. Коливання, які є перпендикулярними до напряму ковзання робочих поверхонь зубців коліс, демпфуються тертям за законом в'язкого опору. Зменшення тертя базується на його впливі на коливні процеси зубчастої передачі, які призводить до її неякісної роботи.

ВПЛИВ РОЗПОДІЛУ МАС ТА КОМПАКТНИХ ВІБРОЗАХИСНИХ ЕЛЕМЕНТІВ НА КОМФОРТНІСТЬ РУХУ КОЛІСНИХ МАШИН

THE INFLUENCE OF MASS DISTRIBUTION AND COMPACT VIBROPROTECTING ELEMENTS ON THE MOTION COMFORT OF WHEEL MACHINES

Ігор Кузьо, Володимир Костюк

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

The numerical schemes (NS) row is considered for the wheel machines motion. Methods of decomposition and the NS synthesis are considered on the basis of new methods of modal synthesis. The influence of mass distribution and compact vibroprotecting elemets on the motion comfort is under discussion. The program packages are based on condensed mathematical models. The computer models of aggregates are tested by adequate real time procedure

Важливим питанням створення машин, приладів і споруд є зменшення вібрації. Традиційні методи дискретного моделювання та застосування традиційних схем віброізоляції часто стають недостатньо ефективними, особливо для такого класу об'єктів як колісні машини зі складним розподілом мас (автонавантажувачі, спеціальна техніка). Ефективним у цьому випадку може стати комп'ютерне моделювання в комплексних дискретно-континуальних схемах приладів, машин і споруд та застосування процесів вібропоглинання. Для розв'язання інженерної задачі оптимального проектування певного класу вібронавантажених машин чи споруд як, зрештою, для будь-якої іншої технічної задачі не існує стандартних програмних засобів. Універсальні, переважно імпортні програми, мало пристосовані до специфіки проектування цих конструкцій та описання умов експлуатації машин, не враховуючи їхньої вартості, важкості освоєння. Проте, на даний час розроблено низку ефективних алгоритмів та програмних засобів моделювання динамічних процесів, що визначають ресурсні та функціональні властивості таких машин. Малопараметричні математичні моделі дають інженеру можливість в інтерактивному режимі оптимізувати ці конструкції ще на стадії проектування, а не після виготовлення, що потребує більше затрат.

У динаміці складних конструкцій багато уваги приділяється методам конденсації систем рівнянь високого порядку, що охоплюють широкий частотний спектр. При широкому частотному спектрі зовнішніх збурень, що викликаються різноманітними чинниками, можливе виникнення резонансних коливань. Тому актуальними стають дискретно-континуальні моделі.

У транспортній техніці використовують різноманітні конструкції підвісок зі сталими або регульованими механічним властивостями. Застосування підвісок зі змінними механічними властивостями пояснюється такими факторами: зміною вантажу, що припадає на колесо, зміною експлуатаційних дорожніх умов. Відомі регулюючі пристрої для врахування зміни ваги в пневмопідвісках автобусів [1], задньої підвіски сучасних автомобілів (зміна кількості пасажирів на задньому сидінні) [2]. Проте вони досить складні за виконанням і передбачають використання електронних та електромеханічних пристроїв (контролерів, регуляторів). Тим часом актуальним є розроблення простих і ефективних підвісок для автонавантажувачів, для спецтехніки, які б враховували зміну їх ваги. Наприклад, для автонавантажувача вага може мінятися на 120 — 150 %, а для деяких спецмашин, навіть на 200 %.

У доповіді розглядаються алгоритми розрахунку та оптимізації колісних машин зі змінною масою та нелінійною підвіскою. Робота містить три етапи: перший — це отримання загальної розрахункової схеми, другий — визначення механічних характеристик підвіски з врахуванням зміни статичного навантаження на неї та її нелінійних пружно-демпфуючих властивостей, отримання простих аналітичних апроксимаційних виразів для динамічної жорсткості підвіски і, третій етап — оптимізація конструктивних параметрів рами причепа та підвіски на основі отриманих у перших двох пунктах моделей.

Для моделювання технологічних процесів, що відбуваються за допомогою транспортних засобів, зокрема, за допомогою колісних машин, розроблено ряд розрахункових схем [3 — 7]. Характерний недолік традиційних моделей — це недостатній розгляд взаємозв'язку транспортних та технологічних процесів. Найбільш поширеними є незв'язані дискретні моделі [6]. Хоча вони дозволяють достатньо точно визначати вплив динаміки руху на технологічний процес, проте зворотній вплив, який в окремих випадках досить значний, часто розглядається не досить повно.

У даній роботі розглянуто клас дискретно-континуальних моделей [8 — 12], які дозволяють більш гнучко моделювати ці процеси. Способи побудови алгоритмів розрахунку динаміки конструкцій машин на основі дискретно-континуальних моделей приведені у [8 — 12]. Для визначення динамічних характеристик процесу пересування екіпажу по рельєфу та для визначення деформації у рамі достатньо врахувати лише одну головну форму її коливань [10, 11]. У деяких випадках, наприклад, коли частота віброактивних елементів та вібропасивних лежать далеко від резонансних частот (двигуна значно вище, а вантажу та кузова значно нижче), можна побудувати схеми, що враховують деформативність рами, порядок яких не вище, ніж у класичних дискретних схемах [8].

1. Акопян Р.Н., Гащук П.М., Пидгородецкий Я.Й. Об оптимизации параметров пневматической подвески автобусов // Труды ВКЭИавтобуспрома. — Львов, 1981. 2. Акопян Р.Н., Гащук П.М., Пидгородецкий Я.Й. Определение оптимальних параметров пневматической подвески автобусов. — Труды ВКЭИавтобуспрома, Львов, 1982. 3. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. — М.: Наука, 1967. — 444 с. 4. Hurty W.C.

Dynamic Analysis of Structural System Using Component Modes //AIAA Journal, Vol. 3, No.4, 1965. — P. 678—685. 5. Богомолов С.И., Журавлева А.М. Колебания сложных механических систем. — Харьков, 1979. — 136 с.б. Дмитриченко С.С., Гусев А.С., Илинич И.М. Расчет усталостной долговечности деталей с использованием различных методов информации о нагруженности // Вестник машиностроения. — 1971. — №3. — С. 12—17. 7. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель. Под ред. А.А. Хачатурова. — М.: Машиностроение, 1976. — 530 с. 8. Пархиловский И.Г. Автомобильные листовые ресоры: Теория, расчет и испытания. 2-е.изд. — М.: Машиностроение, 1978. — 227 с. 9. Гашук П., Вікович І., Дівеєв Б. Застосування дискретно-континуальних схем для визначення вібронапружень в механічних конструкціях. Труды Одесского политехнического университета, вып. 2(8). 1999, с. 34-41. 10. Гащук П., Вікович І., Дівеєв Б. Розрахунок на міцність кінематично збуреної пружно-підкріпленої навісної штанги обприскувача // Труды Одесского политехн. ун-та. — 2000. — Вып. 1(10). — С. 64—68. 11. Кузьо І.В., Дівеєв Б.М., Коваль Т.Б. Динаміка великогабаритного подовгастого елемента мобільних машин // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. — 2007. — №583. — С. 48—51. 12. Дівеєв Б.М. Раціональне моделювання динамічних процесів у складних конструкціях // Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні". — 2007. — Львів. —№41. — С. 103—108. 13. Дівеєв Б.М., Завербний А.Р., Костюк В.В., Смольський А.Г. Нелінійні еластичні елементи у комплексній шумовіброзахисній схемі колісних машин / IV Всеукраїнська наукова конференція "Нелінійні проблеми аналізу", тези доповідей, С. 29.

РОЗРАХУНОК ВИСОКОЕФЕКТИВНОГО МІЖРЕЗОНАНСНОГО ВІБРАЦІЙНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ЧЕРЕЗ ВВЕДЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ДОДАТКОВОГО ПІДСИЛЕННЯ КОЛИВАНЬ

CALCULATION OF HIGH-EFFICIENCY INTERRESONANCE OSCILLATION TECHNOLOGICAL EQUIPMENT THROUGH INTRODUCTION OF ADDITIONAL AMPLIFICATION OF VIBRATIONS FACTOR

Олексій Ланець, Олександр Гаврильченко, Сергій Таянов

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

Analytical dependences which allow to carry out the calculation of interresonance vibratory technological equipment through introduction of coefficient of oscillation additional amplification are pointed. It provides the selection of the vibratory machine oscillating system with a priori known efficiency.

Існує методика [1] розрахунку високоефективного міжрезонансного тримасового вібраційного технологічного обладнання з використанням частки η від жорсткості c_2 резонансної пружної системи, що з'єднує проміжну масу з реактивною. Відомо, що за певних значень частки жорсткості η механічна коливальна система (МКС) має додаткові підсилення коливань у порівнянні з традиційними системами [2]. Введемо позначення D — коефіцієнт співвідношення динамічного підсилення коливань в запропонованих МКС відносно традиційних. Цей коефіцієнт назвемо додатковим підсиленням коливань і визначатимемо його у порівнянні з системами реалізованими на ефекті "нульової жорсткості", що мають ту ж ефективність, що й традиційні МКС, а саме:

$$D = \frac{\lambda_{3anponohobahoi} \ MKC}{\lambda_{mpaduujiihoi} \ MKC} = \frac{\lambda_{3anponohobahoi} \ MKC}{\lambda_{MKC3} \ "hyльовою \ жорсткістю"} = \frac{X_{i \ 3anponohobahoi} \ MKC}{X_{i \ MKC3} \ "hyльовою \ жорсткістю"}, \quad (1)$$

де λ — коефіцієнт динамічності, *X* — амплітуда коливань.

Виникає логічне запитання: чи можна аналітично описати частку жорсткості η від додаткового підсилення коливань *D*? Іншими словами, чи можна задавшись певним значенням додаткового підсилення коливань, отримати потрібні параметри МКС? Для цього співвідношення аналітичних виразів

$$X_{1} = P \left[\frac{\omega^{2}}{z^{2} [m_{n}(1-\eta) - \eta m_{p}]} \left[z^{4} [\eta m_{n} m_{p} - (1-\eta) (m_{n}^{2} + m_{a} m_{n})] + \cdots \right] \right] + \cdots \right]$$

$$\rightarrow \cdots + z^{2} \left[-\eta^{2} m_{p} (m_{a} + 2m_{n} + m_{p}) + (1-\eta^{2}) (m_{n}^{2} + m_{a} m_{n}) \right] + \cdots \right] + \cdots \right]$$

$$\rightarrow \cdots + \eta^{2} m_{p} (m_{a} + m_{p}) - m_{n} m_{p} \eta (1-2\eta) - m_{a} m_{n} \eta (1-\eta) - m_{n}^{2} \eta (1-\eta) \right];$$

$$X_{1} = P \left[\omega^{2} (1-z^{2}) (m_{a} + m_{n}) \right],$$
(2)

що описують відповідно амплітуди коливань активної маси *m_a* для запропонованих та традиційних МКС, і буде підсиленням амплітуд коливань *D*:

$$D = \frac{1}{2 \cdot m_a (1-\eta)} \left[\left(1 - z^2\right) \left(m_n - \eta m_a + m_a\right) + m_a + \sqrt{\frac{z^4 \left[2m_a m_n (1-\eta) + m_a^2 (1-\eta)^2 + m_n^2\right] + }{1 + 2z^2 \left[m_a^2 (\eta - \eta^2) - m_n^2 - m_a m_n\right] + (\eta m_a + m_n)^2}} \right], \quad (3)$$

причому, для виразу (3): $\lim_{\eta \to 0} D(\eta) = 1$; $\lim_{\eta \to 1} D(\eta) = \infty$, де m_n, m_p — інерційні значення відповідно проміжної та реактивної мас при їх лінійних переміщеннях; z — резонансне налагодження МКС; ω — частота вимушених коливань МКС.

Нелінійна графічна залежність D від частки жорсткості η наведена на рис. 1. Початкові параметри для побудови графіка такі: $m_a = 5 \kappa c$; $m_n = 20 \kappa c$.



Рис. 3.12. Залежність додаткового підсилення коливань D від частки жорсткості η : 1—коли z=0.1; 2—коли z=0.99

Вираз (3) виведений з умови, що значення реактивної маси m_p визначається за формулою

$$m_{p} = \frac{1}{2 \cdot \eta (1 - z^{2})} \left[(1 - z^{2})(m_{n} - 2\eta m_{n} - \eta m_{a}) - z^{2}m_{a} \pm \sqrt{z^{4} \left[2m_{a}m_{n}(1 - \eta) + m_{a}^{2}(1 - \eta)^{2} + m_{n}^{2} \right] + (\eta m_{a} + m_{n})^{2}} \right], \quad (4)$$

а сумарні жорсткості c_1 та c_2 пружних систем, що з'єднують відповідно активну масу з проміжною та проміжну масу з реактивною, визначались так:

$$c_1 = m_a \left(\frac{\omega}{z_1}\right)^2; \quad c_2 = m_p \left(\frac{\omega}{z_2}\right)^2,$$
 (5)

де $z_1 = \frac{z}{\sqrt{\frac{m_p \eta + m_n (\eta - 1)}{(\eta - 1)(m_a + m_n) + m_p \eta}}}; \ z_2 = \frac{z}{\sqrt{\eta}}.$

З (3), виділивши окремо частку жорсткості η, отримаємо доволі простий аналітичний вираз:

$$\eta = \frac{(D-1)\left(z^2m_a + z^2m_n - m_n\right) + m_a\left(1 - 2D + D^2\right)}{m_a D\left(z^2 + D - 1\right)},\tag{6}$$

причому $\lim_{D\to 1} \eta(D) = 0$; $\lim_{D\to\infty} \eta(D) = 1$.

Отже, користуючись (6) підбираємо МКС вібраційної машини певної ефективності, задаючись відразу потрібним значенням додаткового підсилення коливань D. Так, підставляючи довільне значення D > 1 за відомих параметрів МКС, що містяться в (6), визначаємо відповідне значення $\eta \in [0...1)$ (зауважимо $\eta \neq 1$). Користуючись отриманим параметром η та відомою методикою [1], розраховуємо решту параметрів МКС.

1. Ланець О. С. Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом // Вібрації в техніці та технологіях. — 2005. — №2(40). — С. 46—54. 2. Ланець О. С. Обґрунтування високої ефективності тримасових вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // Вібрації в техніці та технологіях. — 2006. — №2 (44). — С. 34—40.

СТІЙКІСТЬ СТІЛЬНИКОВИХ ПОЛІМЕРНИХ ТРУБ

STABILITY OF POLYMERIC PIPES WITH HONEYCOMB WALL STRUCTURE

Олександр Максимук, Роман Махніцький, Наталія Щербина

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

The problem of stability of honeycomb wall structure of pipes subjected to static loading is investigated. As the basic engineering calculated quantity of the tube, its ring rigidity is accepted. From the condition of maintenance of necessary value of the ring rigidity of cylindrical tubes made of polymeric materials with honeycomb wall the geometrical, physicomechanical and technological parameters are certain. The engineering formulas to estimate the stability of polymeric pipes with honeycomb walls are presented.

Застосування стільникових полімерних труб у сучасній інженерній практиці зумовлене тим, що вони мають низку важливих переваг порівняно з традиційними аналогами [4, 5]. Труби зі стільниковою структурою стінки отримують намотуванням тонких трубок з поліетилену високої густини й низького тиску на основу циліндричної форми та їх екструзійним зварюванням. Моделюванню стільни-

кової стінки труб з полімерних матеріалів присвячена праця [2], в якій досліджено вплив параметрів стільникової стінки труби на величину її кільцевої жорсткості й запропоновано оптимальний проект стільникової конструкції. Водночас, застосування полімерних труб зі стільниковою стінкою вимагає розроблення нових методів їхнього розрахунку. Поряд з розрахунками напружено-деформованого стану, жорсткості й міцності таких конструкцій важливе значення має також розрахунок на стійкість, бо руйнування тонкостінної конструкції найчастіше пов'язане з втратою нею загальної стійкості або стійкості окремих елементів. У цій праці запропоновано підхід до дослідження стійкості стільникових труб з полімерного матеріалу.

У межах лінійно-пружного деформування матеріал труби стільникової будови можна вважати ортотропним зі зведеними характеристиками. Пружні характеристики модельного матеріалу E_x , E_{φ} , $v_{x\varphi}$ визначаються експериментально за зразками стільникової будови. Товщину стільникової стінки труби H визначали з умови рівності кільцевих жорсткостей труби з однорідного матеріалу та стільникової будови. Наприклад, товщину стінки одношарової структури шукали з такої рівності:

$$\frac{I_{y}}{R_{0}^{3}} = \frac{I_{y}'}{(R_{0}')^{3}},$$

де $R'_0 = \frac{D^* + H}{2}$ — радіус серединної поверхні, D^* — внутрішній діаметр труби, I'_y — момент інерції у випадку труби з суцільною стінкою, а R_0 , I_y — відповідні величини стільникової структури [2].

Зазначимо, що модуль пружності в осьовому напрямі менший, ніж модуль пружності в кільцевому напрямі і, отже, жорсткість стінки труби на розтяг-стиск у кільцевому напрямі вища від жорсткості стінки в осьовому напрямі.

У діапазоні довжин труби $1,38\sqrt{\frac{H}{R'_0}} \le \frac{L}{R'_0} \le 0,57\sqrt{\frac{R'_0}{H}}$ (середньої довжини), торці якої шарнірно

закріплені, критичні напруження її осесиметричної форми втрати стійкості при рівномірному осьовому стиску визначаються за формулою [1]

$$\sigma_{\kappa p} = \frac{2\sqrt{D_x B_{\varphi}}}{HR'_0}$$

де $D_x = \frac{H^3 E_x}{12(1 - v_{x\phi}v_{\phi x})}$ — жорсткість стінки труби в осьовому напрямі, $B_{\phi} = \frac{H E_{\phi}}{1 - v_{x\phi}v_{\phi x}}$ — жорсткість стінки труби при розтягу в коловому напрямі, E_x , E_{ϕ} — модулі Юнга матеріалу в осьовому та кільцевому напрямах ($E_x v_{x\phi} = E_{\phi} v_{\phi x}$).

Критичну силу стиску визначаємо через знайдену величину $\sigma_{\text{кр}}$ за формулою

$$P_{\rm kp} = 2\pi R_0' H \sigma_{\rm kp} \,.$$

Для довгих труб, для яких виконується нерівність $\frac{L}{R'_0} > 0.57 \sqrt{\frac{R'_0}{H}}$, відповідні критичні напруження можна розраховувати за формулою Ейлера

$$\sigma_{\rm kp} = \pi^2 E_x (R_0')^2 / L^2 \, .$$

Критичний тиск втрати стійкості труби середньої довжини за рівномірного зовнішнього стиску розраховується за формулою [3]

$$q_{\kappa p} = \frac{\sqrt{2}}{3\sqrt{3}} \frac{E_{\varphi}}{\left(1 - \mathbf{v}_{x\varphi} \mathbf{v}_{\varphi x}\right)^{\frac{3}{4}}} \sqrt{\frac{E_x}{E_{\varphi}}} \frac{\pi R_0'}{L} \left(\frac{H}{R_0'}\right)^{\frac{3}{2}}.$$

Для визначення критичного тиску довгих труб слід користуватись такою формулою:

$$q_{\rm kp} = 3D_{\phi}/(R_0')^3$$
,

де $D_{\varphi} = \frac{E_{\varphi}I_{y}}{H}$, I_{y} обчислюється за відповідними формулами для одно- і двошарової структур стінки труби [2].

У результаті розрахунку на стійкість труби зі стільниковою стінкою одношарової структури при рівномірному осьовому стиску з параметрами: $D^* = 32$ мм, L = 900 мм, $E_x = 390$ МПа, $E_{\varphi} = 750$ МПа, $v_{x\varphi} = 0,35$ отримано такі значення критичного напруження і навантаження: $\sigma_{\kappa\rho} = 0,699$ МПа та $P_{\kappa\rho} = 6450$ кг.

Якщо один край труби шарнірно закріплений, а другий повністю вільний, то виникають чисто згинні деформації без розтягу та зсувів її серединної поверхні. За таких умов при рівномірному осьовому стиску забезпечується чисто згинна форма втрати стійкості. У цьому випадку енергетичним методом для визначення критичного навантаження отримано розрахункову формулу вигляду

$$\sigma_{\rm kp} = \frac{3D_{\phi}}{hR^2} \left[\left(\frac{L}{R} \right)^2 + 3 \frac{G_{x\phi}}{E_{\phi}} (1 - v_{x\phi} v_{\phi x}) \right] \left(\frac{h}{R} \right)^2.$$

Як частковий випадок з останньої формули випливає відома формула для ізотропної оболонки [1]. Чисто згинна форма втрати стійкості здійснюється при найменших критичних навантаженнях.

Отже, запропоновано прості інженерні формули для оцінки стійкості стільникових полімерних труб з різною довжиною за ефективними їхніми характеристиками.

1. Алфутов Н. А. Основы расчета на устойчивость упругих систем. — М.: Машиностроение, 1991. — 336 с. 2. Максимук О., Щербина Н., Махніцький Р., Гануліч Н. Моделювання стільникової стінки труб із полімерних матеріалів // Сучасні проблеми механіки та математики: В 3-х т. — Львів, 2008. — Т. 2. — С. 227—230. 3. Погорелов В. И. Строительная механика тонкостенных конструкций. — Санкт-Петербург: БХВ, 2007. — 528 с. 4. Полимерные сотовые конструкции: меньше материала — больше достоинств // Инженерные сети из полимерных материалов. — 2006. — №3. — С. 32—34. 5. Jonson L.-E. Plastics pipes for water supply and sewage disposal. — Borealis, Boras, 1996. — 286 р.

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНИХ ШВИДКОСТЕЙ ОБЕРТАННЯ РОТОРА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ МОДЕЛІ НА КОМБІНОВАНОМУ МАГНІТНОМУ ПІДВІСІ

DEFINITION OF CRITICAL ROTATION SPEEDS OF ROTOR ON COMBINED MAGNETIC SUSPENSION

Геннадій Мартиненко

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Україна,61002, м. Харків, вул. Фрунзе 21. In the work with the use of the finite element method frequencies and shapes of natural oscillations of light rotor are definite for experimental model on combined passively-active magnetic suspension. The inflexibility of radial passive and axial active magnetic bearings has been set on the basis of calculations data. The adequacy of calculation results is confirmed by the comparison of the critical rotation speeds and experimental findings.

Магнітний підшипник (МП) є альтернативним варіантом опор роторних машин, який все частіше застосовується на практиці. Для підвішування роторів можуть застосовуватися МП різних типів, серед яких МП на постійних магнітах (МППМ), електромагнітні резонансні підшипники, активні магнітні підшипники (АМП) та інші [1]. АМП — це керований електромеханічний пристрій, в якому стабілізація положення ротора здійснюється силами магнітного тяжіння, що діють на ротор з боку електромагнітів, напруга або струм керування в обмотках яких регулюється системою автоматичного керування за сигналами давачів переміщень ротора [2]. У системі керування може використовуватися як аналогове, так і сучасніше цифрове оброблення сигналів. Радіальні й осьові МППМ можуть виконуватись за різними схемами. Одним зі способів конструкційного рішення для МППМ є використання двох або більше магнітних кілець [3]. Перевагою АМП є можливість варіювання жорсткістю опор у великому діапазоні, яка дає можливість забезпечувати стійкість руху роторів у заданих межах збурених динамічних навантажень. МППМ, на відміну від АМП, не потребують джерел електроенергії, їм не потрібна система автоматичного керування, яка складає основну частину вартості АМП, але вони мають відносно низьку жорсткість, яка не може змінюватися в процесі експлуатації. До недоліків МППМ належить неможливість створення повного підвісу роторів тільки з їх застосуванням. Це витікає з теореми Ірншоу і тверджень Браунбека [4]. Тому на практиці часто застосовуються комбіновані магнітні підвіси, що використовують МППМ і АМП в різних конструктивних варіаціях. Однією з раціональних конструкцій комбінованого електромагнітного підвісу роторів є та, в якій кількість керованих ступенів вільності понижена з п'яти до однієї. Такий підхід є найперспективнішим в легких високооборотних роторних машинах.

Об'єктом дослідження у роботі є експериментальна модель ротора на комбінованому магнітному підвісі, в якому стабілізація руху ротора у радіальному напрямі здійснюється за допомогою двох самоцентрувальних підшипників на двох постійних кільцевих магнітах з осьовою намагніченістю, що реалізують підвішування за рахунок сил відштовхування [3], а в осьовому — за допомогою осьового активного магнітного підшипника двосторонньої дії зі статорами у вигляді броньових сердечників [2]. Конструкція експериментальної моделі включає основу з чотирма стійками для кріплення нерухомих кілець радіальних МППМ і статорів осьового АМП, а також сам ротор, на якому розташовані диск осьового АМП з феромагнітного матеріалу, кільцеві постійні магніти радіальних МППМ та диск вимірювальної системи. На основі також розміщено блок керування осьовим АМП і електродвигун, а на стійках радіальних МППМ — оптичні давачі вимірювальної системи положення ротора. Статори осьового АМП у циліндричних пазах розміщені обмотки керування. При центральному положенні ротора центри мас рухомих і нерухомих кільцевих магнітів збігаються, а диск знаходиться посередині між статорами.

Такий підвіс заслуговує на увагу, зважаючи на відносну простоту реалізації і ефективність роботи. Він може з успіхом використовуватися в машинах і електродвигунах малої і середньої потужностей. Його особливістю також є висока надійність і відносно низька вартість порівняно з підвісом, в якому використовуються АМП для стабілізації з п'ятьма ступенями вільності.

Визначення критичних швидкостей обертання ротора на комбінованому магнітному підвісі проводиться шляхом аналізу власних коливань методом скінченних елементів. При цьому розрахункова модель включає твердотілу модель ротора зі всіма навісними елементами. На поверхнях контакту нерухомих кільцевих постійних магнітів і статорів осьового АМП зі стійками накладаються обмеження по всіх ступенях вільності, що відповідають лінійним переміщенням. Сили магнітної взаємодії між частинами магнітних підшипників моделюються пружними елементами зі сталими значеннями жорсткостей у зв'язку з лінійністю задачі про власні коливання. Вибір значень жорсткості для кожного типу магнітного підшипника проводиться на основі аналізу силових і жорсткісних характеристик. Так, для радіального магнітного підшипника на двох постійних кільцевих магнітах силова характеристика є жорсткою, а залежність коефіцієнта жорсткості (квазіпружного коефіцієнта) від радіального зміщення в межах номінального зазору (5 мм) в обидві сторони відносно центрального положення рухомого кільця описується квадратичним поліномом [3]. При нульовому відхиленні коефіцієнт жорсткості МППМ дорівнює ~6000 Н/м, при відхиленні, що складає половину номінального зазору — ~8500 Н/м, при відхиленні на величину зазору — ~14000 Н/м. Для осьового АМП при заданому законі керування залежність коефіцієнта жорсткості від аксіального зміщення в межах номінального зазору (3 мм з кожної сторони) описується поліномом четвертого степеня і в межах відхилень від нуля до половини зазору змінюється в діапазоні від ~7700 до ~9500 Н/м, а при відхиленні на величину близьку до значення зазору дорівнює ~60000 Н/м. Вказані характеристики підтверджені експериментальними даними [3]. На основі аналізу залежностей коефіцієнтів жорсткості і оцінки максимальних відхилень, що виникають при розгоні ротора експериментальної моделі, були обрані значення жорсткостей магнітних підшипників рівні 7250 і 8600 Н/м відповідно для радіальних МППМ і осьового АМП.

Проведення числового розв'язання задачі про власні коливання дало визначити нижній спектр частот системи "ротор на комбінованому магнітному підвісі". Значення власних частот, що відповідають формам коливань ротора як твердого тіла, лежать у діапазоні 9 — 22 Гц, а критичних швидкостей обертання — 540 — 1320 об/хв. Оцінка достовірності результатів була виконана порівнянням розрахункового й експериментально отриманого значень власної частоти (критичної швидкості обертання), що відповідає формі коливань ротора як твердого тіла в радіальному напрямі. Вони дорівнюють 9 і 10.3 Гц (540 і 618 об/хв) відповідно, що може бути викликано застосуванням лінійного пружного елемента зі сталим значенням жорсткості.

Виявлена розбіжність розрахункового й експериментального значень критичної швидкості на 15 % свідчить про потребу враховувати гіроскопічний момент ротора з диском та нелінійну залежність коефіцієнтів жорсткості МП, що можливо лише при використанні нелінійних математичних моделей, які враховують взаємозв'язок механічних і електромагнітних процесів у системі.

1. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение / Журавлев Ю.Н. — СПб.: Политехника, 2003. —206 с. 2. Мартыненко Г.Ю. Исследование устойчивых движений роторов на электромагнитных подшипниках при различных вариантах управления с помощью имитационной вычислительной модели // Интегрированные технологии и энергосбережение. — Харьков: ХГПУ, 2000. — №2. — С. 88—96. 3. Мартыненко Г.Ю. Определение жесткостных характеристик радиальных магнитных подшипников на двух кольцевых постоянных магнитах // Вісник НТУ "ХПІ". — Харків: НТУ "ХПІ". — 2007. — №38. — С. 83—95. 4. Brounbeck W. Freischwebende Körper in elektrischen und magnetischen Feld // Z. Phys. — 1939. — 112. — P. 753—763.

НЕЛІНІЙНА ДИНАМІКА ТА ВЛАСНІ ПОПЕРЕЧНІ КОЛИВАННЯ ОРТОТРОПНИХ КОМПОЗИТНИХ ПЛАСТИН

NONLINEAR DYNAMICS AND NATURAL TRANSVERSE VIBRATIONS OF ORTHOTROPIC COMPOSITE PLATES

Михайло Марчук, Віра Пакош, Оксана Лесик

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

The state of investigations in nonlinear dynamics of plates has been analyzed. On the basis of proposed refined theory the statement of the problem on natural transverse nonlinear vibrations of

composite plates has been made. The analytical relations between amplitude and basic frequency for a stripplate with hinged and held rigidly edges have been obtained.

У зв'язку з потребою мінімізації матеріаломісткості та повного використання ресурсу несучих елементів конструкцій, які моделюються пластинчастими елементами, постає проблема точніше описувати їхній деформаційний та динамічний напружений стани. Тому ця доповідь присвячена дослідженню нелінійної динаміки тонкостінних елементів конструкцій.

Основні результати в цьому напрямі отримані в працях класика з проблем нелінійної динаміки тонкостінних елементів конструкцій А. С. Вольміра, а також викладені у відомих монографіях В. Д. Кубенка, П. С. Ковальчука, М. П. Подчасова, Л. В. Курпи та її учнів. В окремих працях А. С. Вольміра, В. Д. Кубенка, В. А. Криська та багатьох інших авторів використані співвідношення технічної нелінійної теорії, в основу якої покладена зсувна модель С. П. Тимошенка. Однак теорії, які грунтуються на гіпотезах вищезгаданих авторів, не дають змоги повною мірою враховувати особливості деформування тонкостінних елементів конструкцій з композитів. Тому в цій праці використана уточнена математична модель геометрично нелінійного динамічного деформування пластин, яка враховує як анізотропію фізико-механічних характеристик матеріалу, так і податливість до поперечних зсуву та стиску. Ця модель є узагальненням запропонованого впрацях Б. Л. Пелеха і М. А. Сухорольського підходу до дослідження лінійної механіки анізотропних оболонок і пластин.

Виходячи з рівнянь згаданої вище нелінійної динаміки пластин, зроблена постановка задачі про поперечні нелінійні коливання композитних пластин. Для визначення амплітуди таких коливань при відомій частоті отримано нелінійне інтегро-диференціальне рівняння, що є новим результатом для вказаного вище класу задач. Шляхом застосування методики, запропонованої А. С. Вольміром при використанні класичної теорії пластин і оболонок, отримано в замкненому вигляді співвідношення між амплітудою й основною частотою вільних поперечних нелінійних коливань пластин з шарнірно закріпленими та жорстко защемленими краями.

У випадку пластини-смуги для визначення безрозмірного прогину $\xi(t) = w(t)/2h$ у точці початку координат при таких коливаннях нелінійне інтегро-диференціальне рівняння має вигляд

$$\ddot{\xi}(t) + \omega_0^2 \xi(t) + \frac{1}{2} K \omega_0^2 \xi(t) \left\{ \xi^2(t) - \left[\xi^2(0) \cos \omega_u t + \omega_u \int_0^t \xi^2(t) \sin \omega_u (t-\tau) d\tau \right] \right\} = 0,$$
(1)

де ω_0 — основна частота лінійних поперечних вільних коливань; ω_u — основна частота лінійних поздовжніх власних коливань; $K = K_1 = K_{1c} (1 + \beta)$ — для шарнірно закріплених країв пластини $x = \pm a$ і $K = K_2 = K_{2c} (1 + 3\beta)$ — при жорстко защемлених краях; коефіцієнти K_{1c} і K_{2c} відповідають випадку класичної теорії та отримані А. С. Вольміром [1].

Коефіцієнт В визначається виразом

$$\beta = \frac{\pi^2}{12} (h/a)^2 \frac{1}{k'} (E/G') \frac{1+\alpha}{1-\nu^2}, \ \alpha = \frac{(1-\nu)(\nu')^2}{1-\nu-2\nu\nu'} E/E', \quad k' = 14/15.$$
⁽²⁾

Тут 2*a*, 2*h* — ширина і товщина пластини-смуги відповідно; *E*, ν — модуль Юнга і коефіцієнт Пуасона в серединній площині та еквідистантних їй площинах; *E'*, ν' — ті ж величини в площинах, перпендикулярних до серединної площини; *G'* — трансверсальний модуль зсуву.

Задаючи нелінійний поперечний коливальний процес у вигляді

$$\xi(t) = A\cos\omega t ,$$

де ω , A — частота і безрозмірна амплітуда відповідно, та проводячи за аналогією з [1] інтегрування рівності (1) за повним періодом коливань $T = 2\pi/\omega$, отримаємо залежність

$$\omega^2 = \omega_0^2 \left(1 + \frac{3}{4} KA \right),\tag{3}$$

яка збігається за формою з наведеною в [1] при застосуванні класичної теорії. В тій самій праці у випадку нерухомих шарнірів для коефіцієнта K отримано значення $K = K_{1c} = 3$, а для жорсткого защемлення країв — значення $K = K_{2c} = 3/4$.

Якщо у вищенаведених виразах для коефіцієнтів K_1 і K_2 , отриманих з урахуванням податливості матеріалу пластини до трансверсального зсуву (характеризується параметром E/G') і стиску (характеризується параметром E/E'), зробити з урахуванням виразу (2) граничний перехід

$$\lim_{E/G'\to 0} K_{1c}(E/G') = K_{1c}, \ \lim_{E/G'\to 0} K_{2c}(E/G') = K_{2c},$$

то отримаємо результат, який відповідає класичній теорії.

За формулою (3) побудовані скелетні криві, які виражають залежність амплітуди від основної частоти власних поперечних нелінійних коливань композитної пластини-смуги. Досліджено характер впливу на їхню поведінку параметрів податливості зсуву та стиску.

1. Вольмир А. С. Нелинейная динамика пластин и оболочек. — М.: Наука, 1972. — 432 с.

ПІДСИЛЕННЯ ФУНДАМЕНТІВ ДОВГОТРИВАЛИХ СПОРУД ЗА ДОПОМОГОЮ ОБОЛОНКОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ

STRENGTHENING OF BASES FOR DURABILITY CONSTRUCTIONS BY SHELL ELEMENTS

Михайло Марчук¹, Григорій Шевчук², Сергій Шевчук³

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

 ² Національний лісотехнічний університет України, Україна, 79044, м. Львів, вул. Генерала Чупринки, 103;
 ³ Національний університет "Львівська Політехніка", Україна, 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12.

The method of constructions foundation strengthening by using shell elements has been examined. A design model has been offered for the determination of the strengthening element pressure on the ground. The problem solution has been found in a closed form. The analytical formula for the pressure distribution function has been recorded according to geometrical and physical-mechanical properties of the shell, ground compliance coefficient and intensity of load on the foundation. The level and character of the pressure distribution for a certain structure have been analyzed.

Підсилення основ фундаментів споруд тривалої експлуатації є найскладнішими та відповідальними ремонтними роботами, які виконуються при ослабленні ґрунтів під підошвою фундаментів. Основною причиною якісних змін у ґрунтах основи під існуючими будівлями є ґрунтові води, які епізодично змінюють свій рівень. Ці зміни негативно впливають на тримку здатність фундаментів. Дуже часто внаслідок фізичного старіння або осідання будівлі пошкоджуються системи водопроводу та каналізації, що призводить до затоплення підвалів та підвищення рівня грунтових вод. Каналізаційні стоки мають високий вміст хлористого натрію, який різко підвищує розчинність гіпсів, що в окремих випадках сприяє утворенню карстів. Особливо небезпечна ситуація виникає у випадку палевих фундаментів під будівлею, коли палі-стояки своїм вістрям опираються на гіпсові грунти. Паля є стороннім тілом у грунті й по її поверхні каналізаційні стоки потрапляють під вістря. Вони розчиняють гіпсові породи, і паля-стояк перетворюється на висячий елемент зі значно нижчою тримкою здатністю, що неминуче приводить до різкого просідання споруд, як правило, однобічного. А це, в свою чергу, спричиняє появу нових або розширення існуючих тріщин у будівлі. Часто грунтові води є агресивними за складом і нищать матеріал та арматуру фундаментів. Незадовільний стан вимощення довкола будівлі, пошкодження водостічних труб і мереж дощової каналізації також сприяють нерівномірному просіданню фундаментів, що в свою чергу спричиняє появу нових та розширення існуючих тріщин у стінах і перекриттях будівлі та деформування покриття. Не всі тріщини мають руйнівний характер, але всі вони є небажаними та негативно впливають на психологічний стан людей.

У доповіді аналізується досвід реалізованого в 1994 — 2006 р.р. у містах Львові, Києві та Алупці запропонованого способу застосування оболонкових підкріплюючих елементів для підсилення фундаментів споруд тривалої експлуатації.

Запропоновано розрахункову схему для визначення тиску підкріплюючого елемента на грунт. Отримано розв'язок поставленої задачі в замкненому вигляді. Записано аналітичну формулу для функції розподілу тиску в залежності від геометричних і фізико-механічних характеристик оболонки, коефіцієнта податливості грунту та інтенсивності навантаження на фундамент. Проаналізовано рівень і характер розподілу тиску для конкретних конструкцій.

ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ В ЦИЛІНДРИЧНИХ РЕЗЕРВУАРАХ ПРИ ДІЇ НА НИХ ТЕМПЕРАТУРИ, ЩО ЗМІНЮЄТЬСЯ ЗА ЛІНІЙНИМ ЗАКОНОМ

RESEARCH OF THE TENSE CONSISTING IS OF CYLINDER RESERVOIRS AT THE ACTION OF TEMPERATURE WHICH CHANGES AFTER A LINEAR LAW

Іван Ольховий

Львівський державний університет безпеки життєдіяльності МНС України Україна, 79007, м. Львів, вул. Клепарівська, 36.

Investigational law of change of tensions along the ax of cylinder reservoir, caused a temperature which changes after a linear law.

У машинах і апаратах різного призначення працюють тонкостінні резервуари, які, крім силового навантаження, перебувають в умовах нерівномірного нагріву. Температура в частинах резервуару може змінюватися вздовж осі за різними законами. При цьому в стінці резервуара з'являються додаткові температурні напруження, які, при їх накладанні з силовими напруженнями, можуть набувати великих значень і стати причиною аварійних ситуацій. Величина температурних напружень залежить як від градієнта температур, так і від закону їх розподілу вздовж осі резервуара.

У доповіді розглядається питання визначення і дослідження закону зміни температурних напружень у стальному циліндричному резервуарі, нагрітому на невеликій довжині l_0 до сталої температури t_0 , при лінійному зменшенні цієї температури на довжині l_1 . Рівняння спільності деформацій у місці стику частин резервуара можна записати у вигляді

$$\begin{split} \Delta_{P_0}^{(1)} + \Delta_{M_0}^{(1)} &= \Delta_{P_0}^{(2)} + \Delta_{M_0}^{(2)};\\ \vartheta_{P_0}^{(1)} + \vartheta_{M_0}^{(1)} &= \vartheta_{P_0}^{(2)} + \vartheta_{M_0}^{(2)} + \vartheta(x), \end{split}$$

де Δ, ϑ — лінійні і кутові деформації стінки резервуара під дією крайових сил P_0, M_0 , які виникають в місцях стику частин резервуара; $\vartheta(x) = \alpha r \frac{t_0 - t_1}{l_1}$ — кут повороту стінки частини резервуара, яка

знаходиться під впливом температури, що змінюється за лінійним законом.

У розписаному вигляді ця система рівнянь має вигляд

$$P_0 \left[\frac{chkl_0 \cdot shkl_0 - coskl_0 \cdot sinkl_0}{sh^2kl_0 - sin^2kl_0} + 1 \right] + M_0 \cdot k \frac{sh^2kl_0 + ch^2kl_0}{sh^2kl_0 - ch^2kl_0} = 0;$$

$$P_{0}\left[1 - \frac{sh^{2}kl_{0} + sin^{2}kl_{0}}{sh^{2}kl_{0} - sin^{2}kl_{0}}\right] - M_{0} \cdot 2k\left[1 + \frac{chkl_{0} \cdot shkl_{0} + coskl_{0} \cdot sinkl_{0}}{sh^{2}kl_{0} - sin^{2}kl_{0}}\right] = \alpha \frac{t_{0} - t_{1}}{l_{0}} \cdot \frac{\delta E}{2k^{2}r}$$

де $k = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{\delta r}}$ — коефіцієнт затухання; δ, r — товщина стінки і радіус; α, E — коефіцієнт

температурного розширення і модуль пружності матеріалу резервуара.

Розв'язок системи дає значення крайових сил. При відомих силах визначаються меридіальний M_x та коловий K_x моменти, колова сила T_x та напруження.

Виконані числові розрахунки з визначення сил і напружень при конкретних геометричних і механічних параметрах резервуара. Побудовані графіки напружень, що характеризують закон їх розподілу при віддаленні від місця зміни закону розподілу температури. Зроблено висновки щодо їхнього впливу на загальну міцність резервуара.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОСТОРОВИХ КОЛИВАНЬ СИЛОВОГО АГРЕГАТУ КОЛІСНОГО ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ

MATHEMATICAL DESIGN OF SPATIAL VIBRATIONS OF POWER AGGREGATE OF THE WHEELED TRANSPORT VEHICLE

Володимир Палюх

Львівський ордена Червоної Зірки Інститут Сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного Національного університету "Львівська політехніка", Україна, 79012, м. Львів, вул. Гвардійська, 32.

The mathematical model of spatial vibrations of power aggregate taking into account his geometrical and inertial properties, resilient-dispersion parameters of elements of pendant have been built. The spatial vibrations of power aggregate, caused with a work of internal combustion engine, forces of inertia, arising during acceleration or braking of transport vehicle and with the vibrations of basket, caused with inequalities of road, have been explored.

Сучасний розвиток колісних транспортних засобів характеризується зростанням вимог до автомобілів та автобусів як за техніко-економічними, так і за ергономічними показниками. Збільшення потужності двигунів і зростання швидкостей руху транспортних засобів приводять до посилення динамічної взаємодії силових агрегатів з несучими конструкціями. Зростання швидкості руху істотно впливає як на частотний діапазон кінематичного збурення коливань механічної системи, так і на амплітуди вібрацій. У результаті динамічної взаємодії елементів транспортного засобу зростають рівні вібрацій сидінь, збільшується втомлюваність водія, що призводить до зниження його працездатності і негативно впливає на безпеку руху.

Дослідженням динаміки силових агрегатів приділяється велика увага, оскільки вібраційний стан силового агрегату значною мірою визначає характеристики коливань усієї механічної системи. Основними чинниками збурення коливань вважаються динамічна незрівноваженість колінчастого вала й кривошипо-повзунних механізмів, наявність періодичної складової моменту взаємодії силового агрегату з трансмісією, нерівність дорожнього покриття та нерівномірність руху транспортного засобу. Однак, взаємодію агрегату з несучою конструкцією аналізують, здебільшого на основі застосування спрощених ланцюгових або плоских розрахункових моделей.

У доповіді ставиться за мету побудова узагальненої математичної моделі просторових коливань силового агрегату з урахуванням дії усіх перелічених збудників вібрацій та проведення порівняльного аналізу впливу цих збудників на зусилля в елементах підвіски силового агрегату.

Під час розв'язування задачі приймаються загальноприйняті припущення про абсолютну жорсткість силового агрегату і рами автомобіля та про незмінність положення центра маси і значень моментів інерції агрегату. Вважатимемо, що амортизатори розміщені симетрично відносно поздовжньої вертикальної площини і працюють одночасно на стиск і на зсув.

Положення силового агрегату в просторі визначається за допомогою декартових систем координат (рис. 1): трьох нерухомих — $O_1\xi_1\eta_1\zeta_1$, $C\xi\eta\zeta$, $O\tilde{x}\tilde{y}\tilde{z}$ та рухомої Cxyz, жорстко пов'язаної з тілом. Причому, початок систем координат $C\xi\eta\zeta$ та Cxyz знаходиться у центрі маси агрегату — точці C.



Рис. 1. Геометрична модель силового агрегату

Приймаємо, що силовий агрегат є симетричним тілом відносно вертикальної площини $O\tilde{x}\tilde{z}$ і напрями осей системи $C\xi\eta\zeta$ збігаються з напрямами головних осей інерції силового агрегату в початковому положенні. Динамічна реакція кожної з пружних опор має дві складові — осьову $R_{\rm II} = c_{\rm II}u_{\rm II} + \beta_{\rm II}\dot{u}_{\rm II}$, та поперечну $R_{\perp} = c_{\perp}u_{\perp} + \beta_{\perp}\dot{u}_{\perp}$. Тут $c_{\rm II}$ й c_{\perp} — осьова й поперечна жорсткості амортизаторів; $\beta_{\rm II}$ й β_{\perp} — осьовий і поперечний коефіцієнти в'язкого тертя; $u_{\rm II}$ й u_{\perp} — поздовжня та поперечна деформації амортизаторів.

За схемою рівняння Лагранжа другого роду з урахуванням симетрії механічної системи і малості кутових переміщень силового агрегату отриуємо рівняння руху агрегату в такому вигляді:

$$\begin{split} M\ddot{\xi}_{c} + g_{\xi\xi}\dot{\xi}_{c} + g_{\xi\zeta}\dot{\zeta}_{c} + g_{\xi\psi}\dot{\psi} + \gamma_{\xi\xi}\xi_{c} + \gamma_{\xi\zeta}\zeta_{c} + \gamma_{\xi\psi}\psi &= M\ddot{S}_{1}\cos\alpha_{0} - M\ddot{S}\sin\alpha_{0}; \\ M\ddot{\eta}_{c} + g_{\eta\eta}\dot{\eta}_{c} + g_{\eta\varphi}\dot{\phi} + g_{\eta\theta}\dot{\theta} + \gamma_{\eta\eta}\eta_{c} + \gamma_{\eta\varphi}\phi + \gamma_{\eta\theta}\theta &= 0; \\ C\ddot{\phi} + g_{\varphi\eta}\dot{\eta}_{c} + g_{\varphi\varphi}\dot{\phi} + g_{\varphi\theta}\dot{\theta} + \gamma_{\varphi\eta}\eta_{c} + \gamma_{\varphi\varphi}\phi + \gamma_{\varphi\theta}\theta &= m(t)\sin\alpha_{0}; \\ M\ddot{\zeta}_{c} + g_{\zeta\xi}\dot{\xi}_{c} + g_{\zeta\zeta}\dot{\zeta}_{c} + g_{\zeta\psi}\dot{\psi} + \gamma_{\zeta\xi}\xi_{c} + \gamma_{\zeta\zeta}\zeta_{c} + \gamma_{\zeta\psi}\psi &= M\ddot{S}_{1}\sin\alpha_{0} - M\ddot{S}\cos\alpha_{0}; \\ B\ddot{\psi} + g_{\psi\xi}\dot{\xi}_{c} + g_{\psi\zeta}\dot{\zeta}_{c} + g_{\psi\psi}\dot{\psi} + \gamma_{\psi\xi}\xi_{c} + \gamma_{\psi\zeta}\zeta_{c} + \gamma_{\psi\psi}\psi &= \phi m(t)\cos\alpha_{0} - \theta m(t)\sin\alpha_{0} - B\dot{\chi}, \\ A\ddot{\theta} + g_{\theta\eta}\dot{\eta}_{c} + g_{\theta\varphi}\dot{\phi} + g_{\theta\theta}\dot{\theta} + \gamma_{\theta\eta}\eta_{c} + \gamma_{\theta\varphi}\phi + \gamma_{\theta\theta}\theta &= m(t)\cos\alpha_{0}. \end{split}$$

Власні частоти механічної системи визначаємо, розв'язуючи задачу на власні числа для однорідної системи алгебричних рівнянь, що отримуються підстановкою розв'язків

$$\begin{split} \xi_c &= C_1 e^{\lambda t}; \zeta_c = C_2 e^{\lambda t}; \Psi_c = C_3 e^{\lambda t}; \\ \eta_c &= C_4 e^{\lambda t}; \varphi_c = C_5 e^{\lambda t}; \theta_c = C_6 e^{\lambda t}, \end{split}$$

де C_1 , C_2 , C_3 , C_4 , C_5 , C_6 — невідомі сталі коефіцієнти, а λ — сталий параметр, до поданих вище рівнянь руху за умови, що праві частини цих рівнянь дорівнюють нулю. Зауважимо, що отримана при цьому система алгебричних рівнянь розпадається на дві незалежні.

Вимушені коливання силового агрегату аналізуємо з врахуванням таких чинників, що збурюють механічні коливання: моменти і незрівноважені сили інерції, викликані роботою двигуна; вібрації основи (рами) силового агрегату, викликані нерівністю профілю дорожнього покриття; сили інерції, що виникають під час гальмування та розгону автомобіля.

Побудована математична модель просторових коливань силового агрегату транспортного засобу дає можливість проводити всебічний аналіз впливу основних чинників збурення вібрацій на динамічні зусилля в елементах підвіски агрегату.

Вплив найважливіших чинників на зусилля в опорах агрегату розглянуто на прикладі автобуса сімейства ЛАЗ, обладнаного двигуном ЯМЗ-238. Проведені розрахунки показують, що найістотніший вплив на динамічні зусилля в опорах агрегату створюють вібрації кузова, обумовлені нерівностями дороги, та інерційні сили, що діють на силовий агрегат у нестаціонарних режимах руху. Динамічні зусилля, що виникають в усталеному режимі руху транспортного засобу можуть перевищувати відповідні статичні зусилля більше ніж у 18 разів. Зі зростанням частоти збурень ці зусилля збільшуються. Нестаціонарні режими руху призводять до появи додаткових динамічних навантажень елементів підвіски силового агрегату, які майже у 8 разів перевищують статичні.

Порівняльний аналіз умов роботи елементів три-, чотири- й п'ятиточкової підвіски силового агрегату показує, що підвіска з чотирма пружними опорами є раціональною з огляду на значення максимальних динамічних зусиль та на рівномірність розподілу сил взаємодії агрегату з кузовом транспортного засобу. Одночасне зменшення жорсткості усіх опор підвіски призводить до зменшення динамічних зусиль у цих опорах.

З метою уникнення великого розходження між зусиллями в передніх і задніх опорах слід раціонально добирати жорсткості опор. Зменшення жорсткості задніх опор призводить до збільшення розходження в умовах інерційного збурення коливань між зусиллями в передніх і задніх опорах; в умовах вібраційного збурення спостерігається обернена залежність. Зменшення жорсткостей передніх опор в умовах інерційного збурення призводить до зменшення розходжень між зусиллями в передніх і задніх опорах; в передніх опор в умовах інерційного збурення призводить до зменшення розходжень між зусиллями в передніх опорах; в умовах вібраційного збурення спостерігається обернена картина.

Враховуючи, що під час експлуатації автобуса домінують кінематичні збурення коливань силового агрегату (збурення, що викликані вібрацією кузова), жорсткість передніх опор слід залишити без змін, а жорсткість задніх опор доцільно зменшити приблизно на 25 %.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНОЇ РЕАКЦІЇ КОРПУСІВ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ МАШИН НА ЗОВНІШНІ СИЛОВІ ЧИННИКИ

COMPUTER MODELING OF DYNAMIC REACTION OF LIGHTLY ARMOURED VEHICLES HULLS ON EXTERNAL POWER FACTORS

Євген Пелешко, Сергій Бруль, Антон Васильєв

Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", Україна, 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21; Центральне бронетанкове управління Озброєнь Головного управління логістики Командування сил підтримки ЗС України, м. Київ.

The modification of computational and experimental method of parameter identification of numerical models of transport vehicles hulls elements is described in report. It is suggested to research of model construction by experimental and numerical methods parallel. Comparison of results enables to define reliable numerical models for subsequent researches of full-scale constructions.

Технологія розрахунково-експериментальних досліджень передбачає обґрунтування параметрів розрахункових моделей об'єктів шляхом порівняння результатів числового моделювання натурної конструкції і експериментального дослідження на натурній конструкції або на моделі. Проте у багатьох випадках потрібно обґрунтовувати адекватність фізичної моделі та її числової моделі. В цьому випадку потрібні додаткові дослідження. Зокрема, актуальною така задача є для корпусів транспортних засобів спеціального призначення.

Запропонована технологія розрахунково-експериментальних досліджень є розвитком і узагальненням технології розрахунково-експериментального методу, який базується на методі узагальненого параметричного опису складних механічних систем. Традиційна схема досліджень складається з етапів числового і експериментального дослідження самого об'єкта. На розвиток цього методу запропонована технологія передбачає додаткові етапи дослідження макету об'єкту, пов'язані з іншими етапами єдиною математичною моделлю досліджуваного фізико-механічного процесу або стану, а також параметрами числових моделей. Основна задача додаткового циклу досліджень визначення достовірних узагальнених параметрів математичної і числової моделей на простіших у виготовленні фізичних моделях об'єкта і відповідних числових моделях. Завдяки цьому пришвидшується весь цикл досліджень, а також підвищується достовірність моделей і точність отриманих результатів, що, зрештою, забезпечує адекватне забезпечення заданих технічних або тактико-технічних характеристик проектованого об'єкту.

Для визначення адекватності цих моделей пропонується провести серію експериментальних визначень спектрів власних частот цих моделей і числових розрахунків. Для цього будуються геометричні і скінченноелементні моделі досліджуваних об'єктів (у цьому випадку — корпуси бронетранспортерів). Для експериментального визначення спектру власних частот запропоновано використовувати інерційні давачі переміщень, реєструючу апаратуру і генератори коливань. Для числових досліджень використані системи Pro/ENGINEER — Pro/Mechanica i ANSYS/WorkBench.

Збурення коливань здійснювалося на спеціальному стенді, оснащеному генератором сигналів ГЗ-120. Проведено порівняння зафіксованих експериментально і чисельно власних форм і спектрів власних коливань моделей верхніх частин корпусів бронетранспортера БТР-80 і тягача МТ-ЛБ. Аналіз показав, що отримані експериментально і чисельно результати знаходяться у добрій якісній та задовільній кількісній відповідності: максимальна похибка у визначенні власних частот не перевищує 10 %. Таким чином, запропонованј новий варіант розрахунково-експериментального підтвердження достовірності і адекватності фізичного і числового моделювання напружено-деформованого стану корпусних елементів у транспортних засобах спеціального призначення.

РЕЛАКСАЦІЙНІ АВТОКОЛИВАННЯ В СИЛОВОМУ КОНТУРІ КЛИНОПАСОВОГО ВАРІАТОРА

DAMPED SELF-EXCIED OSCILLATION IN POWER CONTOUR OF V-BELT VARIABLE-SPEED DRIVE UNIT

Віктор Пурдик

Вінницький національний технічний університет, Україна, 21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95. Dynamic processes which take place in the process of functioning variator with the remote hydraulic control in the mode of change of transmission relation are examined in the lecture.

У доповіді розглядаються динамічні процеси, що відбуваються в процесі функціонування клинопасового варіатора з дистанційним гідравлічним керуванням в режимі зміни передавального відношення. Наводиться деталізована математична модель клинопасового варіатора, в якій враховані нелінійні характеристики сил тертя рухомих шківів, конструкційне демпфування системи, пружноеластичні властивості гнучкої ланки з реологічною складовою як в поперечному, так і в поздовжньому напрямах, а також особливості роботи гідравлічної системи керування.

У результаті імітаційних досліджень математичної моделі варіатора визначені параметри системи, при яких виникають релаксаційні автоколивання, що дуже негативно впливають на роботоздатність приводу, а також розроблені рекомендації для оптимального інженерного розрахунку клинопасового варіатора.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РЕГУЛЯТОРА ВИТРАТИ З ЕЛЕСТИЧНИМ ЗАПІРНИМ ОРГАНОМ

MATHEMATICAL SIMULATION OF CONTROLLER OF EXPENSE WITH ELASTIC LOCK UNIT

Віктор Пурдик, Олександр Брицький

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

In the article original construction of regulator of expense is examined with the use in quality constipation regulative organ cylinder shell from non-metal material, and also the possible regions of his practical use are pointed.

У доповіді розглядається оригінальна конструкція регулятора витрати з використанням в якості запірного регулюючого органа циліндричної оболонки з неметалевого матеріалу, а також наводяться можливі області його практичного використання.

Приводиться математична модель реальної конструкції регулятора, яка інтерпретує його статичні та динамічні характеристики в складі гідравлічного приводу конкретної технологічної машини.

У математичній моделі враховані нелінійні властивості витоку рідини зі сталого та регульованих дроселів, а також складна залежність між площею змінного дроселя і деформацією оболонки.

Наведені результати математичного моделювання на комп'ютері з використанням прикладної програми MathLab.

Однією з основних позитивних характеристик такої конструкції регулятора, що виявлена в результаті математичного розрахунку, є висока його швидкодія.

ДИНАМІКА ПРОЦЕСУ РОЗПИЛЮВАННЯ ДЕРЕВИНИ НА ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ СТРІЧКОПИЛКОВОМУ ВЕРСТАТІ

THE DYNAMICS OF THE PROCESS OF SAWING ON HORIZONTAL BAND HEADRIG SAWING MACHINE TOOLS

Ігор Ребезнюк¹, Лідія Дзюба², Андрій Пилип'як¹

¹ Національний лісотехнічний університет України, Україна, 79057, м. Львів, вул. Генерала Чупринки, 103; ² Львівський державний університет безпеки життєдіяльності МНС України, Україна, 79007, м. Львів, вул. Клепарівська, 36. On the basis of dynamic model of horizontal band headring sawing machine tools the change of dynamic capacity of elements of construction and the change of speeds of cutting and of supply is explored.

Широке застосування на сучасних підприємствах лісопромислового комплексу України та виготовлення горизонтальних колодопиляльних стрічкопилкових верстатів з вузькою пилкою, які мають значно меншу масу порівняно з широкопилковими верстатами та високі швидкості різання, потребує аналітичного дослідження динаміки процесу різання деревини на таких верстатах з виявленням динамічних навантажень ланок, зокрема, стрічкової пилки. Передумовами для виконання таких досліджень є: великі розмаїття як величин діаметра пилкового шківа в межах від 475 до 800 мм, так і швидкостей різання в межах від 24 до 40 м/с. Окрім цього, привід ведучого пилкового шківа має різні конструктивні виконання. Очевидно, це позначатиметься на динамічних параметрах пружної системи верстата.

Розрахункову схему горизонтального стрічкопилкового верстата створено на підставі аналізу його будови за кінематичними схемами. Схема верстата складається з двох систем: пружної системи механізму різання та пружної системи механізму подачі. Усі параметри розрахункової схеми є зведеними величинами.

Усталений рух еквівалентної пружної системи горизонтального стрічкопилкового верстата під час пиляння деревини відповідно до розрахункової схеми описується системою диференціальних рівнянь, які отримано на підставі рівняння Лагранжа другого роду. Цю систему рівнянь розв'язано на комп'ютері числовим методом Adams–Bashford–Moulton за допомогою розробленої програми з використанням математичного пакету MAPLE. Розв'язок перевірено методом Runge–Kutta. Розрахунок виконано на підставі реальних параметрів конструкції горизонтального стрічкопилкового верстата, що використовували в експериментальному дослідженні складових сили різання. Збіг результатів експериментального й теоретичного досліджень з точністю до 5 % свідчить про адекватність запропонованої динамічної моделі горизонтального стрічкопилкового верстата.

За допомогою розробленої динамічної моделі досліджували динамічне навантаження на ділянці стрічкової пилки для механізмів різання двох конструктивних виконань, зміну швидкостей різання і подачі та динамічних моментів для різних поширених величин швидкостей різання і подачі та діаметрів пилкових шківів.

Встановлено, що виконання механізму різання, коли вал ведучого пилкового шківа працює як вісь, є раціональнішим завдяки меншому (на 6,5 %) динамічному навантаженню проти виконання, коли зазначений вал передає крутний момент. Вперше з'ясовано, що динамічні зміни колової швидкості на ведучому пилковому шківі, швидкостей різання і подачі істотно не позначатимуться на процесі різання, оскільки вони не перевищують відповідно 0,118, 0,37 і 1,5 % сталих частин їхніх величин. Встановлено, що в механізмі різання горизонтального стрічкопилкового верстата, задля забезпечення найліпшого співвідношення динамічного навантаження елементів конструкції та напруження згину в тілі пилки, раціональними є діаметр D = 61 мм і швидкість різанн v=30,6 м/с.

Розроблену методику можна використовувати для динамічного моделювання різних видів процесу пиляння деревини.

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЗГИННО-КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ КАРКАСНОЇ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

MATHEMATICAL MODELLING OF TRANSVERSE-TORSION VIBRATIONS OF COMPOUND METALWARES

Євген Харченко, Тарас Підгайний

Національний університет "Львівська політехніка", Україна, 79013, м. Львів, вул. С.Бандери, 12. The mathematical model and algorithm of calculation of free transverse-torsion oscillations of compound metalwares are developed. Tools of continuing are applied. Boundary conditions are analysed. Effect of a rigidity of shift of a connective lattice on intrinsic frequencies of mechanical system is investigated.

У машинобудуванні й будівельній індустрії широко застосовуються складні каркасні металоконструкції, наприклад, каркаси автобусів, бурові вишки, колони і ферми дорожніх мостів, підіймальних кранів тощо. Під час експлуатації вони зазнають великих динамічних навантажень, що може призвести до резонансних явищ, або до виникнення надмірних деформацій і, навіть, до руйнування. Тому дослідження коливань таких систем має істотне значення. Проте, динамічний аналіз складних металоконструкції є утрудненим через значну кількість стержневих елементів і вузлів. Актуальним завданням є вдосконалення методів розрахунку складених стержневих систем на основі застосування прийомів континуалізації.

Найпростішими континуалізованими моделями плоских або просторових ферм великої довжини є суцільні стержні. Застосування розрахункових моделей, рух яких описується згідно з технічною теорією стержнів, дає можливість проводити наближені динамічні розрахунки несучих конструкцій підіймально-транспортних машин, мостів і, навіть, кузовів легкових автомобілів. Більш точним поданням складеної конструкції є балка С. Тимошенка, оскільки такий підхід дає можливість врахувати деформації зсуву, які залежать від жорсткісних властивостей з'єднувальної ґратки. Тому теорія балок С. Тимошенка широко використовується у дослідженнях стійкості і поперечних коливань складених металоконструкцій.

З урахуванням згину і зсуву нами досліджені крутильні та згинно-зсувні коливання складних металоконструкцій. У цій доповіді розглядається математична модель просторових коливань довгомірної металоконструкції, яка має вигляд паралелепіпеда, поздовжні ребра якого є стержнями, що працюють на розтяг-стиск, згин та кручення, а з'єднувальні ґратки — на зсув.

Для реалізації запропонованого підходу розроблено математичну модель, яка дає можливість визначати нижчі власні частоти і форми згинно-крутильних коливань складених довгомірних металоконструкцій на основі простого алгоритму, побудованого із застосуванням матричного методу початкових параметрів. У доповіді розглядається питання обґрунтування граничних умов та аналізуються розрахункові приклади.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РОЗБІГУ ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ З ДЕБАЛАНСНИМ ПРИВОДОМ

INVESTIGATION OF VIBRATING MACHINE STARTING PROCESS WITH UNBALANCED VIBRO-EXCITER

Тетяна Ярошевич, Віктор Тимощук, Андрій Силивонюк

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

The problem of acceleration of unbalanced vibro-exciter of vibration machine with electric motor of asynchronous type was considered. The explanation of Sommerfelds effect is given.

Проблема проходження вібраційними машинами з дебалансним приводом при розбігу зони резонансних частот має велике практичне значення. На цій стадії руху можливе "зависання" швид-кості ротора двигуна з обмеженою потужністю, тобто виникнення ефекту Зомерфельда. Робота вібраційної машини в разі прояву ефекту супроводжується надмірно великими резонансними коливаннями і, відповідно, динамічними навантаженнями та вимагає завищеної потужності електродвигуна.

Розглянуто динаміку розбігу вібраційної машини з дебалансним приводом у разі плоского руху робочого органа. Задачу про рух дебалансного віброзбудника при проходженні резонансної зони розв'язано методом послідовних наближень разом з методом прямого розділення рухів. За такого "грубшого", ніж у відомих працях підходу порівняно просто отримати рівняння, що описують поведінку системи при розбігу. Зокрема, знайдено вирази для вібраційних моментів, рівняння повільних рухів ротора збудника поблизу резонансної зони, вирази для частоти малих вільних напівповільних коливань у дорезонансній області. Наведено детальний опис прояву ефекту Зомерфельда при пуску вібраційних машин з дебалансним збуренням коливань. Показано, що описані закономірності достатньо просто отримати і пояснити з позицій вібраційної механіки.

Диференціальні рівняння напівповільних коливань можна використовувати для подальшого вдосконалення систем керування процесом проходження вібраційної машини через резонанс. Наведено рекомендації щодо вибору динамічних параметрів вібраційних технологічних машин. Розроблена методика має практичне значення при розв'язуванні різних задач синтезу й оптимізації вібраційних машин.

Проведене аналітичне дослідження виявляє добру узгодженість з результатами числового моделювання процесу розбігу.

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДУ ГОЛОГРАФІЧНОЇ ІНТЕРФЕРОМЕТРІЇ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ПЛАСТИН ПРИ ТЕРМІЧНОМУ НАВАНТАЖЕННІ

THE USE OF INTERFERENCE HOLOGRAPHY METHOD FOR RESEARCH STRAINED CONDITION PLATE UNDER THERMAL LOAD

Віктор Ярошенко, Ірина Жук, Андрій Лабарткава

Національний університет кораблебудування імені адмірала С. О. Макарова, Україна, 54005, м. Миколаїв, проспект Героїв Сталінграду, 9.

Experimental method of research of thermal deformation of plate elements surface of construction with complex use of spectrum and interference holography was developed. The registration of main hologram was provided by the optic plant scheme. Observation of interference picture on the research surface of object during its heating gives the information about normal component of surface displacement, deformation of which is determined by Koshy formulas.

Експериментальні дослідження напружено-деформованого стану є актуальними у зв'язку з широким впровадженням у сучасному машинобудуванні низькотеплопровідних жаростійких сплавів та елементів конструкцій з різнорідних матеріалів з великою відмінністю за коефіцієнтом термічного розширення. Вирішення проблеми утворення гарячих тріщин передбачає детальний аналіз напружено-деформованого стану, особливо у зоні початкових джерел нагріву.

У доповіді наводиться розроблена авторами експериментальна методика дослідження термічного деформування поверхні пластинчатих елементів конструкцій при комплексному використанні голографічної та спектрінтерферометрії.

Оптична схема установки передбачає реєстрацію опорної голограми при освітленні досліджуваної поверхні пластини двома калимованими світловими пучками, орієнтованими симетрично відносно нормалі до поверхні, яка досліджується. Ці пучки утворюють на поверхні систему смуг інтерференції, котрі реєструються голограмою.

Таким чином, якщо в реальному часі спостерігати інтерференційну картину на поверхні об'єкта в процесі його нагрівання (при перекритому одному з освітлюючих пучків), то отримаємо інформацію про нормальну компоненту переміщення точок поверхні згідно зі співвідношенням $\overline{K} \cdot \overline{U} = N\lambda$, де \overline{K} — вектор чутливості інтерферометра, \overline{U} — вектор переміщення точки поверхні, N — порядок інтерференційної смуги, що відповідає заданій точці, а λ — довжина хвилі випромінювання лазера.

Якщо за допомогою предметної хвилі відновити опорну хвилю, то у зв'язку з відповідністю точок об'єкта і його сфокусованого зображення досліджувана поверхня покривається системою інтерференційних смуг, що несуть інформацію про переміщення точок поверхні в площині пластини згідно зі співвідношенням: $U_{\tau} = \frac{n\lambda}{4 \sin \alpha}$, де α — кут освітлення поверхні колімованими пучками. Так, по дослідженій області маємо поле переміщень, згідно з якими обчислюється деформація за формулами Коші:

$$\mathbf{E}_{xx} = \frac{dU_x}{dx}; \ \mathbf{E}_{yy} = \frac{dU_y}{dy}; \ \mathbf{E}_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{dU_x}{dy} + \frac{dU_y}{dx} \right).$$

Результати досліджень подані у вигляді графіків і голограм. Зроблені висновки практичного характеру.

ВПЛИВ НА ЧАСТОТУ І ФОРМУ КОЛИВАНЬ ОБОЛОНКОВИХ КОНСТРУКЦІИ ІНЕРЦІЇ ОБЕРТАННЯ ПРИЄДНАНИХ МАС

THE INFLUENCE OF ASSOCIATED MASS ROTARY INERTIA ON THE FREQUENCY AND FORM NATURAL OSCILLATIONS TOE CONSTRUCTIONS

Віктор Ярошенко, Олександр Саприкін

Національний університет кораблебудування імені адмірала С. О. Макарова, Україна, 54005, м. Миколаїв, проспект Героїв Сталінграду, 9.

The eigenvalue problem of research of spectrum frequency and form natural oscillations of mechanic system (a toe -a joined mass)under resonance frequency, taking into consideration inertia mass oscillation joined with the toe surface was theoretically (with the help of energetic method and use of Rits's procedure) solved confrontating experimental results data (received by the interference holography method).

У багатьох випадках оболонки, які працюють у складі суднових корпусних конструкцій разом з виконанням функцій несучих елементів конструкції корпуса судна (танкера) одночасно використовуються ще і як носії рідинних середовищ, а це — паливні баки, цистерни танкерів та інше.

За обумовленими технологічно, або за вимушено конструктивних умов, до поверхней конструкцій визначеного типу закріплюють начипні агрегати, механізми та прилади, а на ділянці контакту оболонки з рідинним середовищем (для зняття статичної электрики та запобігання ерозії) цинкові екраны, які як великі приєднані маси істотно впливають на частоту и форму коливань оболонкової конструкції при вібрації.

При проходженні конструкцією оболонкового типу спектру резонансних частот форма коливань її поверхні несе змінний характер, при якому одна й та ж приєднана маса може з'являтися розташованою як на лінії еластичного зв'язку поверхні (на вузловій лінії коливань), де відсутні нормальні переміщення, а обертальні досягають максимуму, так і на максимуму випученості поверхні (посередині хвилі або півхвилі коливань) де відсутні обертальні переміщення при максимальних нормальних і в кожному з випадків приєднана маса впливає на форму коливань поверхні своєрідно.

Тому дослідження спектру частот і форм вільних коливань оболонкових конструкцій, заповнених як газовим средовищем, так і рідиною, та які несуть на своїй поверхні приєднані маси, є актуальними, а врахування інерції обертання приєднаних мас при коливаннях конструкції наближає запропоновану розрахункову схему до реальних умов поведінки механічної системы "оболонка — приєднана маса" при резонансних частотах.

Нами теоретично (энергетичним методом з використанням процедури Рітца), у порівнянні з результатами експериментальних данных (визначених методом голографічної інтерферометрії), розв'язана задача дослідження спектра частот і форм коливань оболонок обертання нульової та додатної гаусової кривини з урахуванням впливу інерції обертання додаткових мас як на частоту, так і на форму коливань поверхні оболонкових конструкцій при резонансі.

У результаті досліджень показано таке: при розташуванні приєднаної маси на випученості поверхні при коливаннях остання впливає і на форму коливань і на частоту; при розташуванні приєднаної маси на вузловій лінії остання впливає лише на форму коливань, а частота коливань при такій формі має значення як і при ідентичній формі та відсутності приєднаної маси. Але і в першому, і в другому випадках вплив приєднаної маси на форму коливань поверхні оболонкової конструкції має істотний, але тільки місцевий характер.

Результати досліджень наведені у вигляді графіків і номограм. Зроблені висновки практичного характеру.

**

СЕКЦІЯ З

СИНТЕЗ І ОПТИМІЗАЦІЯ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНИЙ ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛЬКОВОЇ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ З ДЕМПФУВАЛЬНИМ ПРИСТРОЄМ

MULTIOBJECTIVE DYNAMICAL SYNTHESIS OF BALL-TIPE OVERLOAD-REALEASE CLUTCH WITH DASH-POT

Анатолій Бурковський

Львівський інститут Сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного Національного університету "Львівська політехніка", Україна 79012, м. Львів, вул. Гвардійська, 32.

In a lecture will be presented: results of theoretical and experimental researches of dynamics of a drive with the mechanical systems of protecting from an overload — ball-tipe overload-realease clutch, equipped by dash-pot, in transient mode: starting, throwing of loading, in a stop; a method of multicriterion dynamic synthesis of ball-tipe overload-realease clutch, equipped by dash-pot after the specified perfomances of drive system; new constructions and optimum parameters of ball-tipe overload-realease clutch, equipped by dash-pot.

Характерною особливість привідних систем багатьох машин, зокрема сільськогосподарської техніки, є наявність одного силового агрегата (двигуна) великої потужності, від якого через різні види механічних передач енергія трансформується і передається на всі робочі органи машини. Непрогнозованість властивостей робочого середовища та висока частота і випадковість виникнення стопорних режимів роботи окремих кінематичних ланцюгів привідної системи, а отже, перевантаження робочих органів таких машин, обумовлюють потребу в ефективному захисті їх від руйнування.

Запобіжні муфти з профільним замиканням, зокрема кулькові, широко застосовують у приводах машин для захисту їх від руйнування при перевантаженнях [1 - 4]. Такі муфти мають високу точність спрацювання, стабільність і надійність. Однак їм притаманні і деякі недоліки, зокрема, вони не володіють пружно-компенсаційними характеристиками і створюють у процесі пробуксовування додаткові динамічні навантаження, які можуть за певних умов перевищувати допустимі для ланок приводу [5, 6, 8]. Одним з можливих шляхів усунення цих недоліків є поєднання таких муфт з пружними муфтами, наприклад, втулково-пальцевими або торовими [1]. Це ускладнює конструкцію приводу і збільшує зведену масу півмуфт, що, за однакових інших умов, призводить до збільшення величини ударного імпульсу, який виникає від удару півмуфт у момент замикання з кульками при пробуксовуванні, а, отже, до динамічного перевантаження ланок приводу [7, 11]. Тому пошук можливих шляхів підвищення пружно-компенсаційних властивостей згаданих вище муфт і зменшення їхньої віброактивності при пробуксовування є актуальним і має важливе практичне значення [1, 9].

У доповіді будуть наведені: результати теоретичного та експериментального досліджень динаміки привідних систем машин з механічними системами захисту від перевантаження — кульковими запобіжними муфтами з профільним замиканням (КЗМ), оснащених демпфувальними пристроями (ДП), у перехідних режимах роботи: пуск, накидання навантаження, стопорний; метод багатокритеріального динамічного синтезу КЗМ з ДП за заданими характеристиками приводу; нові конструкції та оптимальні параметри КЗМ з ДП [10 — 15]. При цьому обговорюватимуться такі питання:

1. Побудовані математичні моделі динаміки механічного приводу з кульковою запобіжною муфтою з профільним замиканням, оснащеної демпфувальним пристроєм, і результати дослідження впливу цих пристроїв на величину пружного крутного моменту в ланках приводу у перехідних режимах його роботи.

2. Розроблена математична модель кулькової запобіжної муфти з профільним замиканням в період пробуксовування з урахуванням ударної взаємодії півмуфт з кульками, наявності тертя між елементами муфти й умов стисненості удару.

3. Результати дослідженння впливу конструктивних параметрів та масових характеристик елементів муфти, тертя в зоні удару і пружно-дисипативних характеристик демпфера на величину ударного імпульсу.

4. Критерії та оптимізаційна математична модель динамічного синтезу кулькової запобіжної муфти з профільним замиканням, оснащеної демпфувальним пристроєм, і розроблений програмний комплекс для її комп'ютерної реалізації.

5. Результати багатокритеріального динамічного синтезу й оптимізації конструктивних параметрів кулькової запобіжної муфти з профільним замиканням, оснащеної демпфувальним пристроєм у вигляді пружних елементів, встановлених між півмуфтами, виконаними складеними з двох концентричних, рухомих одна відносно іншої в тангенціальному напрямі частин, відносний рух яких у тангенціальному напрямі обмежений фіксаторами, встановленими нерухомо відносно однієї з частин та із зазором відносно іншої частини півмуфт, за заданими умовами роботи та характеристиками приводу.

6. Результати експериментального підтвердження адекватності розробленої математичної моделі динаміки механічного приводу з кульковою запобіжною муфтою, оснащеною демпфувальним пристроєм, у режимі його перевантаження.

Автором розроблені математичні моделі, метод і алгоритм багатокритеріального динамічного синтезу кулькових запобіжних муфт з профільним замиканням і демпфувальними пристроями, методики й пакет прикладних програм, які дають можливість розраховувати оптимальні конструктивні параметри, масові та пружно-дисипатівні характеристики муфт за заданими режимами роботи приводу. Синтезована й захищена деклараційним патентом на винахід нова конструкція кулькової запобіжної муфти з демпфувальним пристроєм призначена для захисту від руйнування приводів машин, які працюють при частих випадкових перевантаженнях і не пторебують зупинки й усунення причин їх виникнення.

Методики й пакет прикладних програм аналізу динаміки привідних систем із запобіжними муфтами у перехідних режимах роботи та динамічного синтезу кулькової запобіжної муфти з профільним замиканням і демпфувальним пристроєм передані для практичного використання у проектних організаціях та в навчальному процесі при вивченні відповідних розділів навчальних дисциплін "Теорія механізмів і машин" та "Деталі машин".

1. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам / Под ред. В.С. Полякова, 2-е изд., испр. и доп. — Л.: Машиностроение, 1979. — 344 с. 2. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків: Навч. посібник.— Львів: Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2006. — 196 с. 3. ДСТУ 2130-93. Муфти запобіжні кулачкові. Параметри та розміри. — На заміну ГОСТ 15620-81. 4. ГОСТ 15621-77. Муфты предохранительные шариковые. — М.: Изд-во стандартов, 1983. — 6 с. 5. Гладьо Ю., Буряк М. Особливості розрахунку низькодинамічної кульково-кулачкової запобіжної муфти // Вісник ТДТУ. — 2002. — №2. — С. 55—60. 6. Гевко Р., Стухляк П., Буряк М. Силовий розрахунок кулькової запобіжної муфти з радіальними елементами зачеплення // Вісник ТДТУ. — 2004. — №1. — С. 26—33. 7. Кіндрацький Б.І., Бурковський А.О. Шпак О.О. Дослідження ударної взаємодії півмуфт при пробуксовуванні запобіжних муфт з профільним замиканням // Машинознавство. — 2005. — №11 — 12 (101 — 102). — С. 30— 38. 8. Кіндрацький Б.І. Експериментальне дослідження динаміки приводу із запобіжною муфтою з профільним

замиканням у стопорному режимі роботи // Вісник УкрЛДТУ. — Львів: УкрЛДТУ. — 2002. — Вип. 12.8. — С. 169—174. 9. Кіндрацький Б.І. Структурно-параметричний синтез кулачкової запобіжної муфти // Вісник НУ "ЛП" "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". — 2005. — №509. — С. 76—85. 10. Кіндрацький Б., Бурковський А., Шпак О. Обтрунтування структури й оптимальних конструктивних параметрів пристроїв захисту механічних приводів машин від перевантаження за багатьма критеріями якості / Тези доп. 7-го Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2005. — С. 70. 11. Кіндрацький Б., Бурковський А. Аналіз ударної взаємодії просторової тримасної динамічної системи в умовах ускладненого косого удару / Тези доп. 8-го Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2007. — С. 17—18. 12. Кіндрацький Б., Бурковський А., Шпак О. Удосконалення систем захисту приводів машин від руйнування при перевантаженнях / Тези доп. Сьомого українсько-польського наукового симпозіуму "Актуальні задачі механіки неоднорідних структур". — Львів: ЛНУ, 2007. — С. 66. 13. Кіндрацький Б., Бурковський А., Шпак О. Алгоритм і методика багатокритеріального структурно-параметричного синтезу запобіжних муфт / Міжнародна наукова конференція «Сучасні проблеми механіки та математики", 25 – 29 травня 2008 р. — Львів: ШПММ НАН України, 2008. — С. 224—226. 14. Кіндрацький Б. І., Бурковський А. Вплив тертя між півмуфтами на динаміку приводу з кульковою запобіжною муфтою у стопорному режимі роботи // Машинознавство. — 2006. — №10—11. — С. 38—42. 15. Кіндрацький Б.І., Бурковський А. С. Динаміка приводу з пружно-запобіжною муфтою у перехідних режимах роботи // Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Оптимізація виробничих процесів і технологічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні ". — 2008. — №613. — С. 126—132.

ПРО ВИКОРИСТАННЯ ПРИНЦИПІВ ГЕНЕТИКИ ДЛЯ АНАЛІЗУ І СИНТЕЗУ КОНСТРУКЦІЙ ДИСКОВИХ І ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ЇХ ВИГОТОВЛЕННЯ

ABOUT THE USE OF PRINCIPLES OF GENETICS FOR ANALYSIS AND SYNTHESIS OF CONSTRUCTIONS OF DISK AND SPIRAL WORKINGS ORGANS AND TECHNOLOGICAL PROCESSES OF THEIR MAKING

Василь Васильків

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна, 46001, м. Тернополь, вул. Руська, 56. Тел. 8(0352)25-26-49, E-mail: VasylkivV@rambler.ru

Відомо, що рівень конкурентоспроможності сільськогосподарських машин закладається на початкових стадіях проектування, коли формується концепція таких технічних систем (TC). В умовах науково-технічного прогресу підсилюється вартість результату ефективного розв'язання задач пошукового проектування на основі впровадження науково-містких технічних рішень (TP).

Одним з перспективних напрямків синтезу нових ТР є уніфікаційний синтез (УС), який об'єднує в собі методи синтезу, що побудовані на основі ідей типізації та групового оброблення ТР. В основу УС покладено принципи генетики і теорію генетичних алгоритмів (ГА). Як і в природній еволюційній моделі, пошук оптимального розв'язку здійснюється паралельно у множині варіантів. При цьому існує множина альтернативних розв'язків, які в процесі пошуку конкурують між собою і змінюються за певними правилами. Результатом цього є вибір найкращого розв'язку, яке є результатом УС. Як відомо, закони розвитку техніки і живої природи мають багато спільного, тому в теорії УС, як і в теорії інформаційного відбору, пропонується використовувати таку термінологію: ген (тотожний термін "документ" в теорії техноеволюції) — це матеріальний об'єкт, який містить закріплену інформацію і призначений для її передачі і використання; популяція — це елементарна одиниця еволюції, група функціональних одиниць одного виду (номенклатури) виробів, що займає область простору з певними межами; генотип — це будова виробу, генетична конституція, яка записана за допомогою символів; сукупність усіх генів (документів), що описує виріб; техноеволюція — направлена і поступова зміна популяцій у ряді поколінь; фенотип — зовнішня видана проява наслідуваних ознак, реалізований комплекс ознак виробу; мутація — раптова спадкова зміна, будь-

яка зміна внесена в ген (документ), за яким виготовляють виріб чи синтезують ТР; об'єктні аналогії — це сукупність популяцій, які є розв'язками-кандидатами для УС і характеризуються певною подібністю за генотипом з об'єктом синтезу. Об'єктом синтезу може бути заготовка, деталь, технологічний процес тощо. Їхню структуру можна описати за допомогою набору хромосом. Таким чином, будь-який ТП можна умовно розглядати як поступовий процес зміни (ускладнення) генної структури початкової заготовки і її трансформацію в генну структуру деталі під дією факторів ТП. Опис об'єкта синтезу являє собою набір структурованих ієрархічних даних різних типів, поданих у вигляді матриці з кодованих рядків, кожен з яких називатимемо хромосомою, а код — геном. Спосіб подання хромосом, на відміну від форми подання генетичних алгоритмів, має суттєве семантичне значення. Крім цього, він впливає на продуктивність конкретної програмної реалізації УС. У класичних реалізаціях генетичних алгоритмів опис об'єктів являє собою двійкові ланцюжки генів, хромосоми складаються з бітових рядків, а біт називається геном. Властивості генів можуть бути подані цілими або натуральними числами, а також символьними рядками або нечіткими множинами. Ці характеристики можна одержати, використовуючи бази знань з ТР. Код гена в УС несе інформацію, що структурована наступним чином: інформація про хромосому (опис загальної ознаки рівня ієрархії); інформація про зв'язок хромосоми з іншими хромосомами і їхніми генами в ієрархічній структурі об'єкта синтезу; інформація про походження гена (наприклад, якщо він виник у результаті міжвидового схрещування (рекомбінації)) технічних рішень. В якості ідентифікації генів можна використовувати різні способи розбиття (структиризації) технічних об'єктів, серед яких можна виділити способи, що базуються на використанні: теорії технологічних комплексів (Ткомплексів), запропонованих А.А. Нєфьодовим; багаторівневого елементарно-технологічного класифікатора інформації про деталі, який базується на теорії таксонів і системних тріад (автор Ширялкін А.Ф.); класифікатора ЕСКД; класифікаційних принципів модульної технології Б.М. Базрова.

Зв'язки між генами поділено на тісні і слабкі. Тісний зв'язок відповідає операції кон'юкції, зміст якого є таким: якщо показник хоча б одного елемента виходить за допустимі межі, то і сукупна характеристика цієї системи виходить за допустимі межі. Слабкий зв'язок відповідає операції дизв'юнкції і означає, що вихід за межі значень показників, які характеризують будь-який з елементів, не призводить до виходу за допустимі межі сукупної характеристики цієї системи, а лише погіршує значення. Для математичного опису таких зв'язків використано один з розділів логічного апарату на основі нечіткої логіки, зокрема, теорію логіки антонімів Я.Я. Голоти. Такий підхід дає змогу оцінювати носії інформації по сукупності параметрів і складових, які мають різну фізичну та інформаційну природу і вимірюються за різними шкалами і в різних одиницях вимірювання.

Ген будь-якого об'єкта ідентифікується предикатором, у якому міститься інформація про номер хромосоми (ієрархічного рівня) відрахованого відносно кореня ієрархії: індекс елемента на рівні (гена у хромосомі), номер хромосоми (ієрархічного рівня) материнського елемента, індекс материнського гена (елемента). Для операцій над генами і хромосомами можна використати теорію так званих породжуваних граматик, яка є одним з елементів теорії формальних мов Н. Хомского. Така схема називається синтаксичним деревом, яке описує синтаксис, або структуру речення, розкладаючи його на складові частини. Таким чином, гени при їх описі можна розмістити в рядку, а кодовані позначення предикатів можна позначити, використовуючи словники термінальних і нетермінальних символів, правил. Так, процес формоутворення можна записати у матричній формі: $\tilde{J}_1\xi_1 + \tilde{J}_2\xi_2 + ... = Q$, де \tilde{J}_1 , \tilde{J}_2 , ... — матриці-стовпці кластеризованого опису структури об'єкта синтезу; елементи якої подають мовою термінальні і не термінальні символи; ξ_1 , ξ_2 , ... — матриці, елементи яких представляють собою термінальні і нетермінальні символи (ТНТС) керуючих впливів; Q — матриці опису структури проміжних заготовок, елементи якої представляють собою ТНТС опису структури відповідних проміжних заготовок (результати керуючих впливів у доконаному стані).

Однією з фаз в уніфікаційному синтезі формування концептуальних проектів є генерування альтернативних концепцій на основі урахування еволюції елементів проектованих об'єктів. При

цьому можуть використовуватися механізми успадкування, мутації та міжвидової рекомбінації, оскільки генеровані елементи можуть описуватися різним набором властивостей. Для цього використовують кросовери. В УС поняття кросовера відмінне від прийнятого в ГА. Кросовер має зміст не тільки для двійкових ланцюгів генів, але й між групами хромосом. Для генерації наступного покоління використовується сімейство генетичних операторів кросовера, основне призначення якого — генерація наступного покоління хромосом-дітей (груп хромосом-дітей) шляхом рекомбінації частин хромосом батьків через копіювання сегментів між вибраними хромосомами чи групами хромосом у хромосом об'єкта синтезу. В ГА для генерації хромосом-дітей використовують схеми "два батьки", рідше більше двох батьків. Найчастіше можуть використовуватися такі типи кросовера: одноточковий, двоточковий, Л-точковий, однорідний. В УС при однорідному кросовері вибирається хромосома розв'язку-кандидата визначається точка для копіювання. В результаті такого кросовера скопійований сегмент хромосоми розміщується в батьківській хромосомі і доповняє або заміняє батьківські хромосоми. В останньому випадку окремі сегменти батьківської хромосоми стають активними (домінантними) і не впливають на морфологію нащадка, але вони зберігаються в хромосомі, утворюючи еволюційний ланцюг розвитку елементів хромосом. Скопійовані сегменти хромосом зберігають зв'язок з тим розв'язком-кандидатом, з якого вони відібрані. Такий підхід дає можливість здійснювати модифікації сегментів хромосоми нащадка відповідно до модифікацій цих сегментів хромосом у розв'язках-кандидатах, з якого вони були скопійовані.

Викладена теорія використана для синтезу конструкцій дискових і гвинтових робочих органів і ТП їхнього виготовлення. Зокрема, для ТП виготовлення шнекових робочих органів популяцією об'єктів для синтезу за методом типізації є виті стрічкові магнітопроводи, путьові шайби тощо, а при методі групового оброблення — ТП виготовлення гнутих на ребро заготовок, плоских секторних, кільцевих заготовок. За викладеною методикою здійснено класифікацію і опис структури таких об'єктів, встановлення й кодування основних носіїв інформації з наступними операціями кросовера. В результаті отримано 86 нових схем формоутворення шнекових робочих органів. В доповіді буде продемонстровано особливості синтезу також конструкцій дискових робочих органів і технологій їх виготовлення. Робота виконана за рахунок бюджетних коштів (Грант ДФФД №Ф25.4/190 "Система автоматизованого уніфікаційного синтезу високоефективних технологічних інновацій", №ДР 0107U009227).

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКЦІЇ ШТАНГИ З ДИНАМІЧНИМИ ГАСНИКАМИ КОЛИВАНЬ

BOOM CONSTRUCTION WITH DYNAMIC ABSORBERS OPTIMIZATION

Ігор Вікович¹, Ігор Дорош², Володимир Грицай¹

¹ Національний університет "Львівська політехніка", Україна, м. Львів, 79013, вул. С. Бандери 12. ² ПП "Дора", м. Львів.

The paper deals with the methods of calculation and optimization of constructions with the dynamic vibration absorbers. The discrete-continue models of dynamic system: elongated element – dynamic vibration absorber are offered. The algorithms for vibration decreasing of elongated elements by means of dynamic vibration absorbers of the elastic and pendulum type are received.

Важливим питанням розроблення сучасних машин є зменшення вібрації. Традиційні методи віброізоляції часто стають недостатньо ефективними, особливо для такого класу машин як обприскувачі з великогабаритною штангою, різноманітні крани, стріли. Ефективним у цьому випадку може стати застосування динамічного гасника коливань (ДГК). Подовгасті елементи таких колісних машин як пожежні, штангові обприскувачі, крани, пересувні бурильні установки відіграють важливу роль як у технологічних процесах, так і у визначенні ресурсних можливостей заданого класу машин. Наприклад, стріла пожежного автопідйомника або штанга штангового обприскувача є його основними частинами. Конструкції стріли або штанги істотно впливають на основні характеристики машини, тобто на її функціональність, матеріалоємність та довговічність. Сьогодні такі елементи часто руйнується через перевантаження. Таким чином, оптимізація конструкції подовгастого елемента часто є головним кроком у процесі оптимального проектування машини.

Динамічні гасники коливань (ДГК) широко застосовуються в техніці [1]. При широкому частотному спектрі зовнішніх збурень, що викликаються різноманітними чинниками, можливе виникнення резонансних коливань, тому актуальними стають дискретно-континуальні моделі [2 — 5], що враховують гнучкість елементів конструкції, а, особливо, гнучкість великогабаритних подовгастих штанг обприскувачів, стріл пожежних машин, веж пересувних бурових установок тощо. У [4, 5] для отримання конденсованих моделей подовгастого елемента застосовувалася технічна теорія стержнів і враховувалася міжсекційна податливість. У [4] застосовувалася теорія балки С. Тимошенка змінного перерізу.

В інженерних розрахунках для аналізі таких задач звичайно застосовують метод скінченних елементів (МСК). Проте на основі цього методу отримуються багатопараметричні розрахункові схеми, які важко аналізувати. У [4, 5] запропоновано адаптивний метод розрахунку складних конструкцій з використанням МСК на початковому етапі для визначення форм та частот коливань елементів конструкцій, які моделюються континуальними схемами. Цей спосіб дає змогу отримувати малопараметричні доступні для аналізу моделі.

Розглянемо таку просту розрахункову схему консольного стержня змінного перерізу з ДГК (рис. 1), наприклад, двосекційну розрахункову модель.



Рис.1. Розрахункова схема коливань двосекційної штанги обприскувача з ДГК

Тут *S_i* — секції, *K_i* — пружини, *C_i* — демпфери.

Нижче наведений характер затухання вібрації у конструкції з пружними ДГК та характер затухання в залежності від параметрів ДГК.



Рис. 1. Характер затухання коливань з оптимальним ДГК та без ДГК (Ma=0)



Рис. 2. Характер затухання коливань з маятниковим ДГК

На основі простої розрахункової схеми проаналізовано ефективність застосування ДГК для зменшення коливань стержня змінного перерізу при кінематичному імпульсному навантаженні. Запропоновано алгоритм знаходження оптимальних параметрів ДГК та отримані межі їх значень. Отримані чіткі межі цих параметрів як для ДГК з пружним елементом, так і для ДГК маятникового типу.

1. Den Hartog, J. P. (1956), Mechanical Vibrations (4th edition) Mc Graw-Hill, New York. 2. Дівеєв Б.М., Вікович І.А., Бутитер І.А., Ройко Ю.Я., Керування вібраційними процесами динамічних гасників коливань в сільгоспагрегатах з обертовими елементами // Вісн. нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні". — Львів. — №40. — 2006. — С. 99—105. 3. Дмитриченко М.Ф., Вікович І.А., Дівеєв Б.М. Зменшення коливань штанги обприскувача за допомогою динамічних гасників коливань // Зб. наук. пр. Асоціації "Автобус" "Проектування, виробництво та експлуатація автомобільних засобів і поїздів". — Львів, 2006. — Вип. №9. — С. 47—52. 4. Vikovych I., Diveyev B., Butyter I. Prospects of Modern Methods for Optimum Designing Mobile Vehicles // Матеріали XIV українськопольської конференції "САПР у проектуванні машин. Питання впровадження та навчання", САDM'2006. — С. 130—132. 5. Дівеєв Б.М., Дорош І.А. Проблеми віброзахисту та динамічної стабілізації у штангових обприскувачах // Вібрації в техніці та технологіях. — 2006. — №1 (43).— С. 27—29.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ І ВИЗНАЧЕННЯ ФАКТИЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ ДОВГОМІРНИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ КОНВЕЄРІВ

COMPUTER SIMULATION AND DETERMINATION OF LOADS LONG-SIZED METAL CONSTRUCTIONS OF CONVEYERS

Олександр Ворона¹, Володимир Гелетій², Ярослав Новицький²

¹ ВАТ "Проектно конструкторський інститут конвеєробудування", Україна, 79007, м. Львів, вул. Базарна,20; ² Національний університет "Львівська політехніка" Україна, 79646, м. Львів, вул. Бандери, 12.

The long-sized metal constructions and computer simulation of its static and dynamical processes are considered. The paper concerns the static and dynamical sensitivity analysis this systems and calculation-experimental determination of loads metal constructions of conveyers.

Довгомірні металоконструкції є відповідальними елементами багатьох технічних об'єктів, зокрема, техологічих машин і пристроїв. Визначення фактичних зусиль в елементах таких складних статично невизначених системах разом з визначенням їхньої фактичної несучої здатності є актуальним при проведені модернізації та визначені залишкового ресурсу цих об'єктів.

Розроблені авторами математичні моделі довгомірних металоконструкцій дають змогу описувати балкові елементи зі змінними за довжиною параметрами, визначати частоти й форми їхніх власних коливань та амплітудно-частотний спектр динамічних навантажень, а також проводити їхній статичний розрахунок з врахуванням геометричної нелінійності пов'язаної з великими деформаціями елементів і розрахунок на стійкість.

Розроблені моделі й алгоритм дають можлиість ефективно проводити комп'ютерне моделювання статичного і динамічного навантажень таких систем і за допомогою методу чутливості вибирати з множини параметрів системи ті, експериментальні виміри яких є найінформативнішими для визначення фактичних зусиль в елементах системи.

Несучі балки довгомірних стрічкових конвеєрів, які проектуються для експлуатації в кар'єрах, мають довжину до 50 — 70 м і, як правило, виконують у вигляді ферм. Розрахунки таких ферм відомими аналітичними методами є дуже громіздкими і особливо незручними у випадку оптимізації

конструкції. Існуючі на сьогоднішній день CAD/CAE продукти виконують поставлену задачу з різним ступенем наближення.

Виконаний порівняльний аналіз результатів розрахунку ферми аналітичним методом та різними варіаціями методу скінченних елементів. Як приклад, приводиться розрахунок ферми стрічкового транспортера довжиною 50 м.

ВПЛИВ БАЗОВОЇ ОСНОВИ ЗМАЩУВАЛЬНО-ОХОЛОДЖУЮЧИХ РІДИН НА ЇХНІ ТРИБОЛОГІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

THE IMPACT OF BASIC FOUNDATIONS OF LUBRICATING-COOLING FLUIDS IN THEIR TRIBOLOGICAL CHARACTERISTICS

Марія Гаврилюк¹, Роман Хрунік¹, Олександр Чучмарев²

 ¹Фізико-механічний інститут НАН України, Україна,79601, м. Львів, вул. Наукова, 5а;
 ²Міжгалузевий центр "Протон" НАН України, Україна,79601, м. Львів, вул. Наукова, 5а.

The comparative study of lubricating properties of industrial and experimental cooling-lubricating fluids for processing metals. The possibility of using modified vegetable oils as a raw material base for their production.

При обробленні металів знайшли широке застосування різноманітні змащувально-охолоджувальні рідини (ЗОР), які забезпечують якість виготовлених елементів машинобудівних конструкцій. За хімічною природою ЗОР поділяють на декілька класів, основними з яких є: оливні (мінеральні оливи з присадками), водозливні емульсії на основі мінеральних олив.

Виробництво і техніко-економічні показники вказаних ЗОР залежать від наявності на ринку мінеральних олив потрібної якості, що, в свою чергу, безпосередньо пов'язане з постачанням в Україну нафтової сировини.

У зв'язку з дефіцитністю та постійно зростаючою ціною нафти, для виробництва ЗОР пропонується використовувати рослинні олії.



Рис. 1. Змащувальна здатність ЗОР ФМІ-РЖ_С-У(1), ФМІ-РЖ (2), ОСМ-3(3) в парі тертя Р6М5 – 06Х17Г20АМ2

Оскільки одним з основних експлуатаційних показників ЗОР є їхня змащувальна здатність, в роботі досліджувались трибологічні характеристики стандартних ЗОР — на основі мінеральних олив ФМІ-РЖ та ОСМ-3, та експериментальної — ФМІ-РЖ_С-У, виготовленій на основі модифікованої рослинної олії.

Дослідження проводили на машині тертя СМТ-1 при лінійної швидкості ковзання V=1,43 м/с за схемою колодка — диск та на стандартній чотирикульковій машині тертя.

Результати досліджень подані на рис. 1 і в табл. 1.

Таблиця 1

№ 3/п	Найменування *	Концентрація, %	Діаметр плями зношування [*] Д ₃ , мм	Критичне навантаження, <i>Р_к</i> , Н	Навантаження зварювання, <i>P</i> ₃ , Н
1	ФМІ-РЖ _С -У	3	0,65	1000	1260
2	ФМІ-РЖ	3	0,84	1000	1190
9	OCM-3	_	0,75	700	1330

Трибологічні характеристики ЗОР за методикою ЧКМ ГОСТ 9490

* — при навантаженні 390 Н за 1 год.

Проведені дослідження показують можливість заміни мінеральних олив з нафтової сировини для виробництва ЗОР на екологічно чисту та відтворювану рослинну олію без погіршення їхньої змащувальної здатності.

ПОКАЗНИКИ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ТРИБОЕЛЕМЕНТІВ КОВЗАННЯ, ВІДНОВЛЕНИХ РІЗНИМИ СПОСОБАМИ

ENDEMICAL CAUSE OF THE WEAR DETAILS OF MASCHINES OF AGRICULTURAL MANUFACTURE

Валентина Гайдучок, Богдан Затхей, Роман Шмиг

Львівський національний аграрний університет, Україна, 80381, м. Дубляни, Жовківський район, Львівська область, вул. В. Великого, 1.

The technological methods of increase of wearproofness and resource of the picked up a thread details are very various, but limited the level of development of technique, that is why returning the details of necessary operating properties remains the important problem of modern production. The rapid rates of development of engineer cause the necessity of development of new technological processes and operations for proceeding in robotozdatnosti and increase of longevity of details of machines. It will result in the considerable economy of metal and continuation of duration of exploitation of constructions and machines.

Експлуатаційна надійність трибосистем ковзання деталей машин обумовлюється в основному зносостійкістю трибоелементів. Технологічні методи підвищення зносостійкості поверхонь тертя обмежені рівнем розвитку галузей техніки та виробничих технологій, які їх реалізують. Ресурс відновлених ними деталей в багатьох випадках не відповідає сучасним технічним вимогам і залишається низьким, внаслідок чого зміцнення поверхонь деталей тертя, повернення їм потрібних експлуатаційних властивостей залишається важливою проблемою сучасного виробництва. Недостатньо розвиваються способи експлуатаційного зміцнення поверхонь трибоелементів, незважаючи на те, що вони дають змогу модифікувати найтонші поверхневі шари і тим самим забезпечити вимоги щодо зносостійкості, втомної міцності, антикорозійних та інших властивостей деталей. Швидкі темпи

розвитку машинобудування потребують розроблення нових технологічних процесів та операцій для відновлення роботоздатності та підвищення довговічності деталей машин. Завдяки підвищенню довговічності деталей машин знижуються затрати на ремонт, скорочується кількість і тривалість простоїв машин, що сприяє вивільненню виробничих площ, скороченню випуску запасних частин, зниженню витрат основних і допоміжних матеріалів.

Підвищення тривалості експлуатації машин за рахунок підвищення довговічності деталей рівноцінне збільшенню їх випуску без розширення обсягу виробництва та є резервом підвищення ефективності виробництва. З метою проектування ощадного ресурсу та безпеки експлуатації конструкцій, споруд і машин треба мати в розпорядженні конструкторів і технологів надійні зносостійкі матеріали, а також різноманітні технологічні способи підвищення довговічності деталей машин.

Проф. Б. І. Костецьким та його школою виявлено діапазони мінімального зношування для більшості матеріалів та середовищ, однак на сьогодні недостатньо висвітлені структурні та енергетичні аспекти експлуатаційного зміцнення поверхневих шарів, не повністю розкриті та описані можливості, різновиди та механізми процесу, синергетична дія одночасного деформування та дифузії, адсорбції, хімічних реакцій у поверхневих шарах трибоелементів, кооперований вплив присадок до мастил та кисню повітря з урахуванням умов експлуатації.

Істотно пришвидшує процес обкатування та припрацьовування поверхневих шарів забезпечення оптимальної вихідної шорсткості деталі, тобто такої, яка забезпечується після обкатування трибосистеми ковзання. Якщо надати трибоелементам ковзання ці параметри під час виготовлення, то скорочується тривалість припрацьовування і забезпечується більший ресурс.

Сьогодні у виробництві поширились такі технологічні способи відновлення зношених деталей: ручне зварювання та наплавлення, електродугове, газове та аргонодугове зварювання та наплавлення. Механізоване наплавлення виконується переважно під шаром флюсу, в середовищі вуглекислого газу (CO₂) та водяної пари, а також вібродугове тощо.

За допомогою цих різноманітних способів ручного та механізованого зварювання й наплавлювання здійснюють відновлення розмірів і посадок деталей, а також відновлення їхніх поверхневих властивостей. Відновлення різними електролітичними способами також дає змогу відновити ці посадки повністю, а електромеханічне висаджування чи постановка додаткових деталей — лише частково. З електролітичних покрить найчастіше в ремонтному виробництві використовують хромування, насталювання, міднення, латунювання тощо.

Відновлення роботоздатності та зносостійкості деталей конструкцій в аграрному виробництві відбувається також за рахунок клейових з'єднань композиційних полімерів, електромеханічного висаджування, пластичного деформування, обробленням деталей під ремонтний розмір, постановкою додаткових деталей тощо.

Вплив поверхневого-активного середовища на процеси деформування металу відбувається як ефект адсорбційного полегшення деформування або адсорбційного зниження міцності, бо внаслідок адсорбції знижується поверхнева енергія металу, а це сприяє зародженню пластичних зсувів (під час відносного руху трибоелементів) та розвитку різноманітних дефектів.

У мікро- та субмікрощілини при цьому потрапляють адсорбовані шари поверхнево-активних речовин, що підвищує розклинювальну дію шару мастила [4].

Давно відоме утворення шару Бейльбі-аморфізованого зміцненого шару, який виникає під час полірування металів [7], що є наслідком адсорбції, адгезії та хімічної взаємодії мастил і металів. Глибока аморфізація поверхневого шару наступає внаслідок подрібнення блоків, зерен кристалів аж до доменів, а також виникнення під час тертя текстурованого шару на поверхні деталей. Зносостійкість під час тертя визначається також підвищеною теплопровідністю та швидкістю дифузійних процесів [1; 8; 9].

У трибосистемах ковзання зносостійкість визначається структурою, що формується внаслідок складної сукупності процесів, які миттєво відбуваються під час тертя. Поняття структури включає фазовий склад, макро- і мікроструктуру, в т. ч. покриття, тип і характер кристалічної ґратки тощо.

Виникнення молекулярного зв'язку між поверхнями різнорідних твердих чи рідинних тіл або адгезія під час статичного контакту двох твердих тіл, як правило, незначна, оскільки фактична площа
контакту становить малий відсоток від номінальної, а на поверхні трибоелементів завжди наявні адсорбовані плівки, які знижують адгезію.

Отже, технологічні методи підвищення зносостійкості та ресурсу відновлених деталей дуже різноманітні, але обмежені рівнем розвитку техніки, тому повернення деталям потрібних експлуатаційних властивостей залишається важливою проблемою сучасного виробництва. Швидкі темпи розвитку машинобудування викликають потребу розроблення нових технологічних процесів та операцій для відновлення роботоздатності й підвищення довговічності деталей машин. Це призведе до значної економії металу та продовження тривалості експлуатації конструкцій і машин.

1. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: Физматгиз, 1963. – 472 с. 2. Боуден Ф.П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел. — М.: Машиностроение, 1968. — 548 с. 3. Гайдучок В.М. Эксплуатационное упрочнение трущихся поверхностей деталей машин с.-х. производства // Нациоален семинар с международно участие "Трибология-90", Сб. докладов. — Т. 1, София, Технический университет, 1991. — С. 36—45. 4. Гайдучок В.М Структурно-енергетичні основи експлуатаційного зміцнення поверхонь тертя ковзання деталей машин. Автореф. дис. на здобуття наукового ступеня д.т.н. за спеціальністю 05.02.04. — К: 2004, 32 с. 5. Гайдучок В.М., Вахняк И.Д., Ковач Г.Г. Исследование и выбор оптимальных способов восстановления изношенных деталей колесных тракторов типа МТЗ, ЮМЗ-6 в Тячевской райсельхозтехнике. Промежуточный отчет по НИР; тема 000908 ;№ госрегистрации 01830025302, 1984.- 68 с. 6. Гребенциков И. Роль химии в процессах полировки. — М.: Сорена, Вып. 2. — 1936. — 46 с. 7. Любимова Т.Ю, Ребиндер П.А. Возрастание упрочнения металлов при периодическом деформировании под влиянием поверхностно-активной стали // ДАН СССР. — 1948. — Т. 63. — №2. — С. 63—71. 8. Костецкий Б.И. Структурно-энергетические основы управления трением и износом в машинах. — К.: Общ-во "Знание". — 1990. — 32 с. 9. Харченко Л.С., Гайдучок В.М., Костецкий Б.И. Механизм действия фосфорсодержащих присадок при трении // Физико-химическая механика материалов. — 1976. — №4. — С. 82—88.

ЕНДЕМІЧНИЙ ЧИННИК ПІД ЧАС ЗНОШУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

ENDEMICAL CAUSE OF THE WEAR DETAILS OF MASCHINES

Валентина Гайдучок, Олег Крупич, Ростислав Паславський

Львівський національний аграрний університет, Україна, 80381, м. Дубляни, Жовківський район, Львівська область, вул. В. Великого, 1.

Intensity of wear different details of machines oh agricultural manufacture may be subordinate to the various laws of distribution: normal, Veibula-Gnidenka, exponential laws. Analyze of wear the same triboelements of sliding in the different conditions of exploitation showed, that this wear was subordinated only one conformity with the law; distribution of casual values.

Проблема поверхневої міцності матеріалів під час тертя є однією з найскладніших і знаходиться на стику фундаментальних галузей знань: термодинаміки незворотних процесів, фізики міцності та пластичності, фізико-хімії поверхневих явищ, матеріалознавства.

Надійність та довговічність машин обумовлюється зберіганням у часі об'ємної та поверхневої міцності матеріалів трибоелементів ковзання під час дії навантажень і середовища. У випадку дії навантаження тертям у поверхневих шарах відбувається гомогенне пластичне деформування, орієнтоване відносно напряму переміщень трибоелементів ковзання. У цьому випадку поверхневий шар матеріалу трибоелемента різко змінює свою структуру і переходить в активований стан [1 — 3]. З такого термодинамічно нерівноваженого стану матеріал намагається негайно перейти в пасивний стан шляхом адсорбційної, дифузійної чи хімічної взаємодії із зовнішнім середовищем.

Машини сільськогосподарського виробництва експлуатують в особливих умовах для роботи трибоелементів ковзання. До особливостей експлуатації сільськогосподарських агрегатів належить

велике їх переміщення в просторі з різноманітними поверхневими шарами полів та категоріями доріг, внаслідок чого виникають різноманітні вібрації та запиленість спряжень тертя. Крім цього, виробничі процеси виконуються у визначені терміни, пов'язані з різними фазами розвитку та біологічними особливостями рослин, а також з природнокліматичними умовами, що істотно урізноманітнює вплив абразиву та соків рослин на поверхні тертя трибоелементів ковзання. Матеріали, що обробляються, зазнають безперервних змін під впливом біологічних процесів та грунтово-кліматичних умов.

Характеристики зношування трибосистем ковзання агрегатів с/г виробництва залежать також від зони, в якій працюють машинні агрегати. Це може бути зона, де розташовані цементні та хімічні комбінати, а також гірські та передгірські райони експлуатації, де під час виконання транспортних робіт кам'янистими дорогами виникають додаткові вібрації спряжень агрегатів. Такі особливості експлуатації деталей машин сільськогосподарського виробництва в різних умовах призводять до значної різноманітності трибоелементів ковзання [4 — 6].

В умовах статистичної неоднорідності структури та деяких механічних властивостей трибоелементів ковзання оцінку їх спрацювання можна виконувати лише після аналізу великої вибірки однотипних деталей з однаковою тривалістю роботи в однакових умовах методами теорії імовірності та математичної статистики.

Дослідження великих вибірок зношених деталей машин сільськогосподарського виробництва за певний період експлуатації в однакових умовах показало, що спрацювання деталей може підпорядковуватися певним законам розподілу випадкових величин (нормальному, Вейбулла-Гніденка, експоненційному тощо). Порівняння законів розподілу спрацювання специфічних деталей гідроначіпки колісних тракторів (вала поворотного та важеля поворотного вала), отриманих у різних зонах експлуатації (гірських та передгірських районах, Полісся та Лісостепу) показало, що закон розподілу спрацювання цих деталей однаковий (нормальний), однак величини спрацювання, які найчастіше зустрічаються, для різних зон експлуатації істотно відрізняються.

Найповнішою характеристикою статистичних властивостей множини об'єктів зношування є розподіли ймовірностей прояву різноманітних властивостей та особливостей експлуатації, зокрема, таке порівняння розподілів дає змогу оцінити різні технології відновлення якості поверхневих шарів трибоелементів ковзання [4, 5].

Дослідження технічного стану зношених деталей спряження поворотний вал — важіль гідроначіпки тракторів типу ЮМЗ-6Л ще в спеціалізованих ремонтних майстернях (Тячівської райсільгосптехніки Закарпатської області [1, 3], Снятинської — Івано-Франківської та Миколаївської і Лопатинської — Львівської областей [4, 5] дало можливість виявити ендемічний чинник зношування.

Так, наприклад, аналіз випадкової вибірки з деталей цього шлицьового спряження (відповідно 76, 48, 63 та 42 шт. в різних ремонтних майстернях) показав, що зношування підпорядковується нормальному законові розподілу, однак інтенсивність спрацювання в різних зонах експлуатації передбачити без врахування екологічних особливостей зони експлуатації досить проблематично.

Статистичне оброблення достатніх вибірок шліцьових спряжень гідроначіпки колісних тракторів типу ЮМЗ-6Л у різних зонах експлуатації показала, що в гірських умовах експлуатації тракторів, особливо під час виконання транспортних робіт, зношування шлиців поворотного вала гідроначіпки відбувається значно інтенсивніше, що пояснюється виникненням фретинг-процесу. Статистична неоднорідність матеріалів призводить до великого розкиду тривалості роботи спряження до відмови.

Закономірність зношування шлиців вала поворотного описується рівнянням (1), а закономірність зношування шліців важеля поворотного — рівнянням (2):

$$y = 53,683x^5 + 873,08x^4 - 5665,7x^3 + 18336x^2 - 29593x + 19053,4;$$
(1)

$$y = -5,7437x^{5} + 21,219x^{4} - 26,187x^{3} + 10,635x^{2} - 0,1456x + 0,6044.$$
 (2)

Порівняння ймовірностей зношування шліцьових спряжень вала поворотного і важеля гідроначіпки свідчить про потребу вибору технології відновлення зношених деталей способом, який би забезпечував вищу зносостійкість [5], що й було впроваджено у Тячівській ремонтній майстерні Закарпатської області.

Аналіз аналогічних вибірок зношування трибоелеметів начіпки трактора ЮМЗ-6Л у Миколаївському і Лопатинському РТП Львівської області показав, що найчастіше зношування цих деталей не перевищує відповідно 0,2 мм шлиців важеля поворотного та 2,76 мм зношування шлиців вала поворотного, в той час як після однакового терміну експлуатації в зоні обслуговування Тячівської спеціалізованої майстерні ці величини становлять відповідно 0,56 мм та 3,12 мм [5].

Не зважаючи на статистичну неоднорідність властивостей матеріалів, значний розкид монтажних розмірів спряження й різноманітні характеристики рельєфів поверхневих шарів трибоелементів ковзання, порівняння спрацювання великих вибірок шліцьових спряжень показує наявність ендемічного чинника, який проявляється в різних зонах експлуатації (гірські та передгірські кам'янисті дороги, наявність цементних та хімічних комбінатів) у зоні експлуатації та істотного підвищення інтенсивності зношування.

1. Гайдучок В.М., Вахняк И.Д. Исследование и выбор оптимальных способов восстановления изношенных деталей колесных тракторов МТЗ, ЮМЗ-6 в Тячевской райсельхозтехнике. Промежуточный отчет по НИР; тема 000908; № госрегистрациии 01830025302, 1983. — 50 с. 2. Гайдучок В.М., Вахняк И.Д., Ковач Г.Г. Исследование и выбор оптимальных способов восстановления изношенных деталей колесных тракторов типа МТЗ, ЮМЗ-6 в Тячевской райсельхозтехнике. Промежуточный отчет по НИР; тема 000908 ;№ госрегистрации 01830025302, 1984. — 68 с. 3. Гайдучок В.М., Вахняк И.Д., Ковач Г.Г. Исследование и выбор оптимальных способов восстановления изношенных деталей колесных тракторов типа МТЗ, ЮМЗ-6 в Тячевской райсельхозтехнике. Промежуточный отчет по НИР; тема 000908 ;№ госрегистрации 01830025302, 1984. — 68 с. 3. Гайдучок В.М., Вахняк И.Д., Ковач Г.Г. Исследование и выбор оптимальных способов восстановления изношенных деталей колесных тракторов типа МТЗ, ЮМЗ-6 в Тячевской райсельхозтехнике. Заключительный отчет по НИР; тема 000908; № госрегистрации 01830025302, 1984. — 68 с. 3. Гайдучок В.М., Вахняк И.Д., Ковач Г.Г. Исследование и выбор оптимальных способов восстановления изношенных деталей колесных тракторов типа МТЗ, ЮМЗ-6 в Тячевской райсельхозтехнике. Заключительный отчет по НИР; тема 000908; № госрегистрации 01830025302, 1985. — 58 с. 4. Гайдучок В.М. Визначення енергії руйнування поверхневого шару трибоелемента під час ковзання // Машинознавство. — 2001. — № 7. — С. 36—37. 5. Гайдучок В.М. Експлуатаційне зміцнення поверхонь тертя ковзання в активному середовиці. — Львів: Львів. держ. агроун-т, 1998. — 112 с. 6. Харченко Л.С., Гайдучок В.М., Костецкий Б.И. Механизм действия фосфорсодержацих присадок при трении // Физико-химическая механика материалов. — 1976. — №4 — С. 82—88.

ОПТИМІЗАЦІЯ ЗА ШВИДКОДІЄЮ РЕЖИМІВ НАГРІВАННЯ ТЕРМОПРУЖНИХ КУСКОВО-ОДНОРІДНИХ ТІЛ ОБЕРТАННЯ

HIGH SPEED OPTIMIZATION OF REGIMES OF HEAT OF THERMOELASTIC PIECE-WISE BODIES OF ROTATION

Олександр Гачкевич^{1,2}, Микола Гачкевич¹, Євген Ірза¹

¹ Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, Україна, 79060, м. Львів, вул. Наукова, 3-Б; ² Політехніка Опольська, Польща, 45-036, м. Ополє, вул. Любошицька, 3.

In the work the technique for high speed optimization of the process of heat treatment of piece-wise bodies of rotation is proposed at restrictions the stress state of the body. For the description of thermomechanical behaviour of a piece-wise body of rotation the model of a thermosensitive elastic body in 3D statement is used at dependence of characteristics of material on the spatial coordinate. The proposed numerical mathematical model of optimization can be used for research of parameters of the process of heating at different type restrictions of thermal and mechanical nature.

У доповіді пропонується методика оптимізації за швидкодією режимів нагрівання кусковооднорідних тіл обертання при обмеженнях на напружений стан тіла. Для опису термомеханічної поведінки таких тіл використана тривимірна модель кусково-однорідного (в напрямі осі обертання) термочутливого пружного тіла.

Математична постава задачі оптимізації за швидкодією режимів нагрівання кусково-однорідних тіл обертання включає такі етапи: формулювання залежностей, які описують поведінку тіл за заданих умов нагрівання; вибір критерію і відповідного функціоналу оптимізації; вибір функції керування, за допомогою якої досягається екстремум функціоналу оптимізації; формування обмежень на параметри стану і функцію керування.

Розглядається тіло обертання, яке займає область Ω евклідового простору R^3 і обмежене неперервною за Ліпшицем поверхнею Г. Воно віднесене до циліндричної системи координат $Or\varphi z$. Термочутливе тіло є кусково-однорідним за координатою z. Приймаємо, що на частині (Γ_u) поверхні тіла Γ задані переміщення $\bar{u} = (u_r^0, u_z^0)$, а на частині (Γ_σ) — силове навантаження, яке характеризується вектором $\bar{p} = (p_r, p_z)$, ($\Gamma_u \cup \Gamma_\sigma = \Gamma$).

Тіло піддається технологічному осесиметричному нагріванню, яке здійснюється зовнішнім середовищем з температурою $t_c(r,z,\tau)$ через частину поверхні Γ_t ($(r,z) \in \Gamma_t$), тепловим потоком $q(r,z,\tau)$ через частину поверхні Γ_q ($(r,z) \in \Gamma_q$; $\Gamma_t \cup \Gamma_q = \Gamma$), а також розподіленими джерелами тепла потужності $Q(r,z,\tau)$, ($(r,z) \in \Omega$).

Вважаємо, що при розглянутій тепловій дії 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 описується відомим рівнянням теплопровідності:

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(rk\frac{\partial t}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(k\frac{\partial t}{\partial z}\right) + Q = \rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} ,$$

за таких початкової і граничних умов:

$$t(r,z,0) = t_0 \; ; \; \left[k \left(\frac{\partial t}{\partial r} n_r + \frac{\partial t}{\partial z} n_z \right) + \alpha (t - t_c) \right]_{\Gamma_t} = 0 \quad , \; \left[k \left(\frac{\partial t}{\partial r} n_r + \frac{\partial t}{\partial z} n_z \right) + q \right]_{\Gamma_q} = 0 \; .$$

Тут c(z,t) — питома теплоємність; $\rho(z,t)$ — густина; τ — час; k(z,t) — коефіцієнт теплопровідності; α — коефіцієнт тепловіддачі; n_r, n_z — компоненти нормалі до зовнішньої поверхні.

Зв'язок між компонентами тензора напружень і тензора деформацій беремо у вигляді :

$$\{\sigma\} = [D](\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}),\$$

де $\{\sigma\}$ — тензор напружень; $\{\varepsilon\}$ — тензор деформацій; $\{\varepsilon_0\}$ — тензор температурної деформації; [D] — матриця пружних характеристик.

В області $\overline{\Omega}$ повинні виконуватися рівняння рівноваги:

$$\frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{zr}}{\partial z} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\varphi\varphi}}{r} = 0, \quad \frac{\partial \sigma_{rz}}{\partial r} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{rz}}{r} = 0$$

і граничні умови:

$$n_r \sigma_{rr} + n_z \sigma_{zr} - p_r = 0$$
, $n_r \sigma_{rz} + n_z \sigma_{zz} - p_z = 0$ ha Γ_{σ} ; $u_r = u_r^0$, $u_z = u_z^0$ ha Γ_u .

Обмежимося випадком малих деформацій. При цьому зв'язок між компонентами тензора деформацій і компонентами вектора переміщень буде таким:

$$\varepsilon_{rr} = \frac{\partial u_r}{\partial r}, \quad \varepsilon_{\phi\phi} = \frac{u_r}{r}, \quad \varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial z}, \quad \varepsilon_{rz} = \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r}.$$

Наведена система диференційних рівнянь складає повну систему співвідношень для визначення температурного поля, компонент вектора переміщень, компонент тензорів деформацій і напружень при заданих температурі навколишнього середовища t_c , тепловому потоці q, зовнішньому силовому навантаженні \overline{p} і потужності внутрішніх джерел тепла Q.

У праці за функціонал оптимізації вибрано тривалість нагрівання $J = \tau^*$, яка є важливим елементом багатьох технологій термооброблення. Мінімізація функціоналу дає змогу скоротити час нагрівання. При цьому забезпечення міцності кусково-однорідної конструкції здійснюється за рахунок обмежень на напружений стан кожного складового елемента конструкції.

Вибір функції керування здійснюється виходячи з технологічних можливостей керування наявними фізико-механічними процесами в конкретній технології термооброблення. Так, функцією керування може бути температура навколишнього середовища, коефіцієнт тепловіддачі, або тепловий потік і т. п.

Розв'язок сформульованої екстремальної задачі будуємо на основі принципу поетапної параметричної оптимізації. В рамках запропонованого підходу мінімізація функціоналу зводиться до задачі нелінійного програмування про знаходження мінімуму відповідної функції, аргументами якої є значення функції керування в дискретні моменти часу. Розв'язок будуємо з використанням методу прямого пошуку на множині кусково-лінійних функцій.

За допомогою запропонованої методики побудовано оптимальний за швидкодією режим нагріву вільного від силового навантаження порожнистого циліндра з подальшим охолодженням зовнішнім середовищем.

Запропонована числова математична модель оптимізації за швидкодією режимів термооброблення може бути використана при оптимізації режимів для різних технологій, пов'язаних з процесами нагрівання (охолодження). Порівняно з раніше запропонованими в літературі, ця модель оптимізації не вимагає задання нульового наближення режиму нагрівання (охолодження), а алгоритм побудови розв'зку дає можливість істотно скоротити час його знаходження.

ДРОБАРКИ З ГОРИЗОНТАЛЬНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ ТА ШЛЯХИ ЇХ УДОСКОНАЛЕННЯ

CRUSHERS WITH HORIZONTAL AX OF ROTATION AND WAYS OF THEIR IMPROVEMENT

3. Гошко, О. Гошко

Львівський національний аграрний університет, Україна, 80381, м. Дубляни, Жовківський район, Львівська область, вул. В. Великого, 1.

Crushing into parts of the deteriorated in store mineral fertilizers allows to increase the friableness, and consequently to ensure the normative requirements of application evenness up to 92 - 95 %. With the crushing machine it is also possible to crush the roots and tubes, using one in the technological line of forage preparing as root-cutting machine.

На сучасному етапі розвитку сільського господарства України є актуальним підвищення ефективності використання і зниження енергомісткості існуючого технологічного обладнання шляхом

його модернізації. В цих умовах особливе значення має дослідження механіки подрібнювальних машин, в яких використовується кілька способів подрібнення, і формування раціональних схем та принципів організації процесу. Намагаючись розширити діапазон ефективного використання роторних дробарок за рахунок якості подрібнення, продуктивності, питомої витрати енергії, потрібно знати структурно-механічні властивості продукту, швидкості ротора; розмір радіального зазору між молотками ротора і ситом, форму і розміри отворів сит та їхнього живого перерізу. Перспективність і важливість науково-дослідних і конструкторських робіт у цьому напрямі пояснюється недовершеною теорією ударного подріблення, методикою інженерного розрахунку цього типу машин, що в подальшому призводить до різноманітності конструкцій, що мають спільний недолік — низький енергетичний коефіцієнт корисної дії.

Незважаючи на велику кількість досліджень у галузі дробарок, створені дробарки не можуть повністю задовільнити вимоги кормопереробної промисловості: одні мають великі енерговитрати, в інших — надто складна конструкція, треті — ненадійні тощо. Тому створення нових та вдосконалення вже існуючих подрібнювальних машин є актуальним.

На основі проведених досліджень нами запропоновані нові конструкції дробарок з жорстко закріпленими молотками. Розроблена також вентиляторна дробарка, яка призначена для подрібнення насіннєвих матеріалів з метою отримання певних розмірних фракцій та утворення кормосуміші. На відміну від першої моделі, вона може застосовуватись для приготування двокомпонентної суміші, для чого дооснащена двома бункерами, в які завантажується різнокомпонентний зерновий матеріал.

Переваги цієї дробарки перед існуючими та попередньою полягають у наступному: збільшусться активна зона подрібнення зерна, що, в свою чергу, сприяє зростанню продуктивності та ефективності використання потужності, яка затрачається на подрібнення; використання молотків з різним кутом заломлення сприяє руйнуванню повітряно-зернового потоку, утвореного при високих швидкостях обертання ротора (3000 об/хв і більше); застосування рифлень сприяє сповільненню швидкості руху частинок зерна, а, отже, чим більша різниця швидкостей зерна і молотків, тим вища ефективність використання енергії удару; повітряний потік, що утворюється молотками, виносить з робочої зони подрібнені частинки, а також сприяє зменшенню забивання отворів деки, що дає можливість отримувати матеріал однакового ступеня помолу; встановлення двох завантажувальних горловин дає змогу подавати на подрібнення два матеріали одночасно, тобто під час процесу подрібнення відбувається одночасне перемішування продукту для отримання кормосуміші. За потреби ця дробарка може оснащуватись завантажувальним і вивантажувальним транспортерами.

У доповіді будуть наведені й інші перспективні конструкції дробарок. Залежно від умов використання та бажаного кінцевого результату, можна застосувати одну із запропонованого нами переліку дробарок і досягти таких результатів: застосування подрібнювальної камери з кількома завантажувальними бункерами знижує енергозатрати на кормоприготування до 8 %; встановлення двох або чотирьох завантажувальних горловин дає можливість отримувати багатокомпонентну суміш, що, в свою чергу, поліпшить якість комбікорму; застосування подрібнювального механізму вентиляторного типу в дробарках з горизонтальною віссю обертання підвищує їхню продуктивність на 7 — 12 %, а, отже, зменшує енергозатрати на кормоприготування.

ВІБРОАКУСТИЧНА ДІАГНОСТИКА УШКОДЖЕНЬ КОЛІСНИХ РЕДУКТОРІВ ТРОЛЕЙБУСІВ

VIBROACUSTIC DIAGNOSTICS OF TROLLEYBUS GEARWHEELS

Сергій Гутиря, Дмитро Борденюк

Одеський національний політехнічний університет, Україна, 65044, м. Одеса, проспект Шевченка, 1. Basic classes and types of damages of planetary reducing gearwheels in trolleybus are considered and the system of its vibroacustic diagnostics is developed.

Сучасні засоби діагностики, що впроваджують при технічному обслуговуванні автомобільного і міського електротранспорту, окрім оцінки технічного стану вузлів і агрегатів без операцій демонтажу і розбирання, здатні контролювати причини, накопичення яких призводить до порушення працездатності того чи іншого вузла або агрегату. Застосування досконалих засобів діагностики забезпечує надійний прогноз технічного стану відповідальних механізмів, що є додатковою мірою запобігання дорожньо-транспортним пригодам, подовжує термін експлуатації, дає змогу поліпшити якість профілактичних і ремонтних дій, чим сприяє покращанню техніко-економічних показників роботи транспортних підприємств. Завданням систем вібраційної діагностики як стаціонарних, так і переносних, на відміну від систем моніторингу, є мінімізація всіх витрат як на саму систему, так і на обслуговування і ремонт всього парку машин, що діагностують. При такому масовому діагностичному обслуговуванні переносні системи діагностики мають переваги, якщо вони з достатньою вірогідністю виявляють типові дефекти, що зароджуються, і дозволяють спостерігати за їхннім розвитком.

Першою складовою частиною відомих систем вібраційної діагностики є засоби вимірювання і аналізу сигналу вібрації, тобто: контрольні і вимірювальні прилади, інструменти, стенди і відповідні комплекси. Для вимірювання й аналізу, окрім давачів вібрації, використовують або цифрові прилади (аналізатори спектру), або комп'ютери, укомплектовані додатковими пристроями для узгодження з давачами й перетворення сигналу в цифрову форму. Для зубчастих редукторів основним видом аналізу сигналів є спектральний аналіз Фур'є. Важливою вимогою до засобів аналізу вібрації в системах діагностики зубчастих передач є можливість спектрального аналізу не тільки самого сигналу, але й коливань його потужності, що потрібно для глибшої діагностики ушкоджень.

Другою складовою частиною є комп'ютер з пакетом програм для зберігання даних вимірювання вібрації, порівняння параметрів її складових з граничними значеннями, визначення тенденцій зміни окремих параметрів вібрації, для аналізу матеріалів, потрібних експертові для встановлення діагнозу й прогнозу.

Третя складова — інтелектуальна, що забезпечує розв'язання задачі ідентифікації дефектів і прогнозу їхнього розвитку за даними вимірювань і додатковими матеріалами, підготовленими засобами моніторингу. У більшості систем діагностики функції третьої складової виконує експерт зі спеціальною діагностичною підготовкою. При цьому основна увага приділяється аналізу високочастотної вібрації, яка, на відміну від низькочастотної, збуджується малими за величиною коливальними силами, що виникають ще в початковій стадії розвитку дефектів.

Останньою складовою частиною систем діагностики вважають засоби профілактики і технічного обслуговування, наприклад, візуальний огляд стану робочих поверхонь зубців коліс редуктора, виявлення тріщин на ободі епіциклу й на елементах водила, фільтрацію та аналіз забруднень мастила, огляд і заміну ущільнень тощо.

Організаційна структура служби діагностики залежить від обраної форми оцінки діагностичних параметрів, яку можна вести як до початку ремонту, так і після його закінчення. Не зважаючи на те, що в більшості випадків засоби діагностики аналогічні засобам контролю, їх призначення і роль у системі ремонтів істотно відрізняються. Якщо при використанні контрольновимірювальних засобів у системі контролю одержують однозначну кількісну або якісну оцінку стану деталі, вузла або агрегату і за нею оцінюють їхню працездатність, то ці ж засоби в системі діагностики забезпечують порівняння стану об'єкта з певним діагностичним параметром, що дає змогу спрогнозувати його працездатність на потрібний період подальшої експлуатації. Система, за якої кожен вузол або агрегат після ремонту підлягає діагностичному обстеженню, гарантує безвідмовну роботу транспортного засобу, а її створення є науково-практичною задачею, яку належить вирішити в умовах кожного транспортного депо.

Шум і вібрація є інтегральними показниками якості виготовлення і монтажу, а також поточного технічного стану редуктора. Кожен зубець під час перебування у зачепленні навантажується

змінною у часі силою, що спричиняє пружні коливання відповідного зубчастого колеса із зубцевою частотою $f_z = zn/60$, Гц (n — частота обертання, z — кількість зубців). У результаті по механізму поширюються пружні механічні коливання, які створюють відповідні структурні шуми. У процесі спрацьовування й ушкоджень деталей змінюються параметри ударної взаємодії, що приводить до зміни параметрів шуму і вібрації редуктора в цілому. Зубцеві частоти та їхні гармоніки присутні у спектрі сигналу, через що відповідні характеристики, зокрема амплітуди, можна використати для побудови апріорного словника діагностичних ознак. Окрім цього, спектр сигналу містить низку інших характеристик, що виникають під дією таких збурюючих чинників:

— незрівноваженність обертових деталей, що зумовлює виникнення у спектрі сигналу частот, кратних частоті обертання, тобто з частотою $f_n = jn/60$ (*j*=1, 2, 3, ... — кратність);

— кінематичні похибки, допущені при нарізанні зубців і збиранні коліс, що спричиняють появу частот, кратних числу зубців ділильного колеса верстата, на якому нарізали це зубчасте колесо;

— кінематичні похибки, допущені при нарізанні зубців і збиранні коліс, що спричиняють амплітудну і фазову модуляцію коливань на зубцевій частоті, прояв якої у спектрі сигналу спостерігається у вигляді композиції побічних складових $f_{z} \pm kn/60$ (k — ціле число);

— збільшення тертя при порушенні геометрії зубців у процесі експлуатації, що спричиняє зростання рівня шумової компоненти сигналу.

Через складний спектр, для виділення корисного сигналу на тлі завад при діагностиці редукторів використовують різні методи первинного оброблення сигналу (методи частотної фільтрації, амплітудне й фазове детектування тощо). Відповідність між шуканими параметрами технічного стану редуктора і характеристиками віброакустичних процесів можна встановити в результаті спеціальних діагностичних експериментів у такій послідовності: за результатами аналізу досвіду експлуатації складають перелік типових несправностей редуктора (класів стану), що підлягають діагностуванню; на випробувальному стенді встановлюють дослідний зразок редуктора, в якому по черзі штучно створюють типові несправності і здійснюють випробування на типових режимах; засобами діагностики здійснюють відповідні записи сигналів і виконують їх математичне оброблення.

На спеціалізованих підприємствах-виробниках тролейбусів типові віброакустичні випробування проводять у безлунній камері на стенді з малошумними біговими барабанами при частотах *n*=2000...6000 хв⁻¹. При цьому для типових режимів експлуатації на вимірювальних установках визначають: вібраційні динамічні характеристики двигуна, силової передачі, ведучого моста, рами; акустичні характеристики матеріалів, що застосовані в кузові і рамі; динамічні характеристики гумових віброізоляторів і шин. На нерухомому тролейбусі визначають частоти власних коливань різних агрегатів, оцінюють ефективність підвіски силового агрегату при працюючому електродвигуні, реєструють загальний рівень шуму в децибелах. Запропоновано схему вимірювальної установки, яка дає змогу визначати прямі й зворотні динамічні вібраційні характеристики конструкції колісного редуктора. Під час руху тролейбуса остаточно оцінюють ефективність заходів, спрямованих на зменшення шуму та вібрацій у салоні, реєструють шум за нормативними методиками. Оскільки більшість параметрів шуму й вібрацій мають випадковий характер, то для того, щоб мати вірогідні дані, використовують переносний магнітограф з частотною модуляцією, а аналіз результатів роблять у лабораторних умовах за допомогою стаціонарної апаратури. Аналізуючи періодичні сигнали, треба в деяких випадках реєструвати рівень окремих складових спектра шуму і вібрації, що мають високий рівень і кратні частоті обертання сонячної шестерні, тобто робити так званий синхронний аналіз за допомогою стежачих фільтрів.

Як відомо, основними характеристиками динамічних коливальних систем є частоти і форми коливань коливань. Для зручності розрахунків частот і форм власних коливань у лінійних системах без демпфування застосовано матричний метод. Відповідна програма розрахунків для еквівалентної динамічної моделі передбачає формування інерційної і жорсткостної матриць без запису рівнянь руху. При цьому вихідними даними для розрахунків є маси інерційних ланок, жорсткості пружних ланок і граф в'язів між масами, що з'єднані пружною ланкою. Особливістю моделювання системи планетарного колісного редуктора є наявність реактивної пружної ланки — епіциклу. Для

розрахунків навантажувальних режимів колісних редукторів переважне значення мають перехідні коливальні процеси, що виникають при зрушуванні з місця тролейбуса, зокрема на узвозі. В цей момент до маси тролейбуса та мас інерційних ланок редуктора прикладають момент сил опору рухові. Навантаженність редуктора оцінюють за коефіцієнтом динамічності, який дорівнює відношенню максимального моменту на валу сонячної шестерні, що отримують з експериментів при різкому зрушуванні тролейбуса з максимально допустимим пришвидшенням і максимальною завантаженостю, до максимального за величиною моменту, що створює на цьому валу єлектродвигун.

Сформовано схему-словник діагностичних ознак технічного стану планетарних колісних редукторів тролейбусів за результатами віброакустичних вимірювань, які однозначно реагують на прояв окремих видів експлуатаційних ушкоджень. Результати попередніх віброакустичних випробувань і тензометрування планетарних колісних редукторів типу RABA 118/77 на різних рівнях питомого навантаження w_{tm} та при різних значеннях коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження поміж сателітами K_a і за довжиною контактних ліній K_{β} показали, що рівень вібрацій на зубцевій частоті зростає на 6...8 дБ при зростанні величини добутку $w_{tm}K_aK_{\beta}$ від 200 до 440 Н/мм.

СИСТЕМНЕ КЕРУВАННЯ ЯКІСТЮ ПРОМИСЛОВИХ РОБОТІВ І ПЛАТФОРМ

SYSTEM QUALITY MANAGEMENT OF INDUSTRIAL ROBOTS AND PLATFORMS

Сергій Гутиря, Віктор Яглінський, Богдан Мотулько

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

The system methodology of quality management of industrial robots and platforms with different structures and the control system on the basis of the developed mathematical models throughout the item life cycle is offered.

Для процесу проектування складних технічних систем, до яких об'єктивно належать промислові роботи (ПР) різноманітної структури і призначення, початковими є такі два етапи: встановлення обмежень простору існування показників якості готового виробу; визначення у цьому просторі задовільної для замовника сукупності значень таких показників, тобто розв'язання задачі багатокритеріальної оптимізації. Проектування ПР з локально оптимізованих модулів — підсистем не гарантує створення оптимальної конструкції у цілому, а в деяких випадках навіть спричиняє непрацездатність виробу. Через це основу процесу керування якістю ПР складає фундаментальний кібернетичний принцип цілосності, який потребує моделювання об'єкта як єдиної системи. Доведено, що процес системної оптимізації технічного рівня та якості виробу доцільно починати на стадії допроектних досліджень і продовжувати його протягом усього життєвого циклу, включаючи період відновлення втрачених під час експлуатації властивостей. Тобто, відповідні моделі технічного рівня та якості подібних виробів мають бути побудовані за принципом ієрархії. Об'єктами цього дослідження є сучасні моделі ПР послідовної і паралельної структури (промислові платформи типу Гауфа-Стюарта).

Потреби комплексної автоматизації виробничих процесів у машинобудуванні стимулюють серійний випуск різноманітних конструкцій ПР, що робить актуальним їх об'єктивне порівняння і оптимізацію за критеріями технічного рівня на основі множини фізично-інформативних, контрольованих показників, які об'єктивно відображають вимоги споживачів. Промислові платформи належать до механізмів, що інтенсивно розвиваються, оскільки за певними можливостями істотно перевершують послідовні структури ПР. Їхніми характерними ознаками є паралельні з'єднання нерухомої і

вихідної ланки (власне платформи), а також наявність системи приводів декількома автономними кінематичними ланцюгами.

Для множини співставлених конкуруючих варіантів конструкцій ПР набір відповідних векторів стану створює багатовимірний фазовий простір проектних рішень. При цьому кожний вектор у вказаному просторі дискретно змінюється — еволюціонує. Якщо фазовий простір перетнути певними гіперповерхнями граничних станів для конкретної конструкції, то створюється простір раціональних параметрів, обмежений технічними умовами замовника й можливостями виробника. Сталість у часі конкретного варіанта конструкції вважають забезпеченим, якщо вектор станів у процесі еволюції не перетинає меж, сформованих гіперповерхнями, тобто належить фазовому простору проектних станів, що розглядається. Основу системної методології підвищення технічного рівня ПР складає кваліметричний метод відображення технічного рівня машинобудівних конструкцій на різних етапах життєвого циклу, починаючи з ранніх стадій проектування. Базою для методичної побудови єдиної інформаційної моделі є структура управління якістю типового життєвого циклу аналогічних виробів, що складається з таких стадій: обгрунтування технічної пропозиції, передпроектні дослідження, проектування, виготовлення й доопрацювання дослідних зразків, серійне виробництво, нормативне функціонування, відновлення функціональних можливостей, утилізація (рис. 1).



Рис. 1. Узагальнена схема керування якістю життєвого циклу ПР

Завдяки можливостям імітаційного комп'ютерного моделювання і автоматизованого проектування машинобудівних конструкцій стає можливим розгляд і аналіз потужної кінцевої множини варіантів проектних станів ПР, а також попередній відбір декількох конкуруючих варіантів для переходу до аналізу подальших етапів їхнього життєвого циклу. В графічній інтерпретації модель багатомірного фазового простору проектних станів складної технічної системи може являти сферу, призму, багатогранник тощо, побудовані у координатах, відповідних встановленим комплексним показникам технічного рівня виробу (наприклад, за координатами маси, ККД, швидкодії, точності позиціонування тощо). Відповідне рівняння стану складної технічної системи є початковим для запису узагальненої умови оптимізації конструкції ПР. Кожне поєднання вихідних даних для конкретного варіанта конструкції відображено однією або декількома точками в *n*-мірному просторі встановлених показників технічного рівня, за якими замовник, проектант і виробник оцінюють відповідність виробу своїм вимогам.

На основі проведених досліджень встановлено сучасні вимоги споживачів до конструкцій ПР і платформ, узагальнено оцінки експертів, а також сформовано потрібну й достатню номенклатуру службових властивостей аналогічних конструкцій. Виконано систематизацію і нормування показників технічного рівня відомих конструкцій ПР і платформ. Відповідні комплексні показники технічного рівня і якості відображено у вигляді вершин полюсного графа, прообразами яких є одиничні показники, зв'язані нечіткою множиною співвідношень. Для сформованої схематично композиції співвідношень запропоновано модель у вигляді ядра і декількох оболонок, яка відрізняється тим, що показники кожного рівня не є композицією показників інших рівнів.

Системне порівняння розрахункових значень кваліметричних показників показало, що платформи мають вищу надійність, точність позиціювання (до 0,01 мм), підвищену жорсткість (сили розподіляються на різні паралельні модулі), забезпечують можливість маніпулювання великими масами (до 10 т і вище), важкі двигуни можуть бути встановлені не на платформі, а на нерухомій ланці, володіють кращою ремонтопридатністю. В той же час, платформи мають значно менший об'єм робочої зони при більшій займаній площі, а також високу чутливість до вібрацій через велику відносну масу (відношення маси вантажу до власної маси машини).

Встановлено такі напрями підвищення технічного рівня досліджених машин: для ПР послідовної структури — підвищення відносної енергоозброєності шляхом мінімізації впливу механічної системи на роботу автоматизованого електроприводу, підвищення точності позиціювання і нечутливості до ударних навантажень; для промислових платформ — підвищення коефіцієнта сервісу, зменшення динамічних навантажень і оптимізація функціональних траєкторій за критерієм мінімального енергоспоживання.

ЗАКОНОМІРНА КОНТУРОЛАНКОВІСТЬ І СТРУКТУРНО-КОНСТРУКТИВНА ОПТИМІЗАЦІЯ МЕХАНІЗМІВ ТА МАШИН

REGULAR CONTOUR LINKING AND STRUCTURAL CONSTRUCTIVE OPTIMIZATION OF MECHANISMS AND MACHINES

Дмитро Дрягін

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

In the article new theoretical approaches to task solution of structure optimization of kinematics of mechanisms and machines by use of obtainable closed analytical regular contour linking solutions are under consideration. There are defined potentialities of heuristic method of constructive optimization based on the introduced concept of structural quality of kinematics of mechanisms and machines.

Сучасні механізми та машини являють собою у превалюючій більшості неоднорідні кінематичні ланцюги з наявністю надлишкових зв'язків.

Неоднорідність і надлишкова зв'язність знижують структурну якість механізмів та машин і, як наслідок, негативно впливають на критерії працездатності, надійності та довговічності.

Низька структурна якість ставить підвищені вимоги до точності виготовлення деталей та жорсткості ланок, тобто підвищені вимоги до конструктивної якості, що загалом призводить до значного подорожчання машинобудівної продукції. Відомі на сьогодні структурно-функціональні рівняння та формули не враховують фактора неоднорідності кінематичних ланцюгів і не можуть застосовуватися для розв'язання задач структурно-конструктивної оптимізації механізмів та машин.

Пропонується новий підхід до розв'язання задач оптимізації структури механізмів та машин, що грунтується на введенні поняття про закономірні контури-ланки.

Розгляд кінематичних пар з точки зору їх належності до ланок приводить до топологічного формування поняття про контури-ланки, при цьому закономірних контурів-ланок може існувати лише три: -нуль, -моно, -диконтури.

Формулювання узагальненого закону будови кінематичних ланцюгів усуває невизначеності, що виникають під час розв'язання задач структурної оптимізації чи раціонального конструювання як окремих механізмів, так і функціонально зв'язаних сукупностей механізмів, які є машинами та агрегатами.

Кінематичні ланцюги довільної структури, що містять у собі поряд зі сталими також і змінні кінематичні пари, складені або можуть складатися з трьох видів множин закономірних контурівланок: нуль, -моно, -диконтурів [1]. З отриманого закону випливає, що поліконтури, тобто ланки, що містять три і більше кінематичних пар, можуть розглядатися як такі, що існують лише поза кінематичними ланцюгами.

Новий підхід до структури кінематичних ланцюгів дав змогу отримати контуроланковий структурно-функціональний комплекс (КСФК) з шести нових формул, що дають змогу ефективно розв'язувати задачі структурно-конструктивної оптимізації складних механізмів та машинних агрегатів.

1. Дрягин Д.П. Контурозвенность кинематических цепей. — Сумы: Изд-во СумГУ, 2005. — 260 с.

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ МАШИН ІЗ СИСТЕМОЮ ДИНАМІЧНИХ ГАСНИКІВ

MACHINES WITH THE SYSTEM OF DYNAMIC ABSORBERS MODELLING AND OPTIMIZATION

Богдан Дівеєв¹, Андрій Завербний¹, Тарас Коваль²,

¹Національний університет "Львівська політехніка", Україна, 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12; ²Рівненська атомна електростанція.

The main aim of this paper is improved dynamic vibration absorbers design with taking into account complex rotating machines dynamic. This is considered for the complex vibroexitated constructions. Methods of decomposition and the numerical schemes synthesis are considered on the basis of new methods of modal methods. Development of complicated machines and buildings in view of their interaction with system of dynamic vibration absorbers is under discussion

Важливим питанням створення машин приладів і споруд є зменшення вібрації. Традиційні методи дискретного моделювання та застосування традиційних схем віброізоляції часто стають недостатньо ефективними, особливо для такого класу машин як різноманітні щогли і вежі, машини з великогабаритними штангами, висувними драбинами, прилади, наприклад, дисководи, побутові прилади: пральки, холодильники, порохотяги; різноманітні обертові машини. Ефективним у цьому випадку може стати комп'ютерне моделювання в комлексних дискретно-континуальних схемах приладів, машин і споруд та застосування процесів вібропоглинання.

Для розв'язання інженерної задачі оптимального проектування певного класу вібронавантажених машин чи споруд як, зрештою, для будь-якої іншої технічної задачі не існує стандартних програмних

засобів. Універсальні, переважно імпортні програми, мало пристосовані до специфіки проектування цих конструкцій та описання умов експлуатації машин, не враховуючи їх вартість, важкість освоєння. Проте сьогодні розроблено низку ефективних алгоритмів та програмних засобів моделювання динамічних процесів, що визначають ресурсні та функціональні властивості таких машин [1 — 7]. Малопараметричні математичні моделі дають змогу інженеру в інтерактивному режимі оптимізувати ці конструкції ще на стадії проектування, а не після виготовлення, що потребує більше затрат.

У динаміці складних конструкцій багато уваги приділяється методам конденсації систем рівнянь високого порядку, що охоплюють широкий частотний спектр. При широкому частотному спектрі зовнішніх збурень, що викликаються різноманітними чинниками, можливе виникнення резонансних коливань. Тому актуальними стають дискретно-континуальні моделі [1 — 7].

Проектування ДГК можна розділити на такі етапи (рис. 1). Виділимо основні критерії оптимальності конструкції ДГК (рис. 2). Це далеко не повний перелік критеріїв оптимальності. Він, як і у випадку будь-якої конструкції, може бути поповнений іншими, наприклад, ремонтопридатністю, естетикою дизайну і т. п. На наш погляд, не останнє місце має і такий критерій як простота конструкції, що, в свою чергу, дає можливість на проектному етапі спрогнозувати значення конструктивних параметрів ДГК.

Найбільш важливий критерій 1 (див. рис. 2). Цей критерій дуже об'ємний. Він може складатися з критерію віброзахисту в деякому вузькому робочому діапазоні частот. Але, найчастіше, у зв'язку з умовами експлуатації машин, коли превуалююча частота дрейфує, на перше місце виходить здатність ДГК ефективно працювати в широкому діапазоні частот. Мало уваги дослідники звертають уваги на таке питання, як довговічність конструкції ДГК. Приклади малогабаритних конструкцій ДГК з широкою частотною смугою вібропоглиння наведені в [8 — 10]. За суттю пружні елементи ДГК для досягнення ефективного вібропоглинання повинні працювати при максимальних амплітудах коливань у зоні максимально допустимих напружень.





Рис. 2. Схема оптимізації конструкції ДГК

1. Дівеєв Б.М., Вікович І.А., Бутитер І.А., Ройко Ю.Я., Керування вібраційними процесами динамічних гасників коливань в сільгоспагрегатах з обертовими елементами // Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні". — Львів. — 2006. — №40. — С. 99—105. 2. Дівеєв Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напівавтоматичного гасника коливань // Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні". — Львів. — 2006. — №40. — С. 99—105. 2. Дівеєв Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напівавтоматичного гасника коливань // Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні". — 2005. — №39. — С. 71—76. 3. Дівеєв Б.М. Раціональне моделювання динамічних процесів у складних конструкціях // Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні". — Львів. — 2007. — № 41. — С. 103—108. 4. Дівеєв Б.М., Дубневич О.М., Олексюк Я.М.. Проектування динамічних гасників коливань для транспортних процесів // Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка коливань для транспортних процесів // Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Автоматизація виробничих процесів // Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні". — Львів. — 2007. — № 41. — С. 103—108. 4. Дівеєв Б.М., Дубневич О.М., Олексюк Я.М.. Проектування динамічних гасників коливань для транспортних процесів // Вісник Нац. ун-ту "Львівська політехніка політехніка" "Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні". — Львів. — 2007. — № 41. — С. 109—116. 5. Дівеєв Б.М., Коваль Т.Б., Бутитер І.Б. Динамічні гасники коливань у машинах з снучкими подовгастими елементами // Вібрації в техніці та технологіях. — 2007. — №1 (46). — С.

76—79. 6. Дівеєв Б.М., Вітрух І.П., Смольський А.Г. Проектування системи гасників коливань для транспортних засобів // Вібрації в техніці та технологіях. — 2007. — №3(48). — С. 37—41. 7. Bohdan M. Diveyev, Zinovij A. Stotsko. Dynamic vibration absorber optimal design with emphasis on complete machine dynamics modeling / Proceedings of the 9th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis ESDA08 July 7-9, 2008, Haifa, Israel. 8. Деклараційний патент на корисну модель 16339. Україна F16F3/00. Підвіска автомобіля. // Стоцько З.А., Дівєєв Б.М., Топільницький В.Г., Дівеєв І.Б. Заявлено 06.12.05.2006. Опубл. 15.08.2006, Бюл. №8. 9. Деклараційний патент на корисну модель 16340. Україна F16F3/00. Динамічний гасник коливань//Стоцько З.А., Дівєєв Б.М., Топільницький В.Г. Заявлено 06.12.2005. Опубл. 15.08.2006 Бюл. №8. 10. Деклараційний патент на корисну модель 1653/00. Динамічний гасник коливань//Стоцько З.А., Дівєєв Б.М., Топільницький В.Г. Заявлено 06.12.2005. Опубл. 15.08.2006 Бюл. №8. 10. Деклараційний патент на корисну модель 16340. Україна F16F3/00. Динамічний гасник коливань//Стоцько З.А., Дівєєв Б.М., Топільницький В.Г. Заявлено 06.12.2005. Опубл. 15.08.2006 Бюл. №8. 10. Деклараційний патент на корисну модель 1653/00. Адаптивний динамічний гасник коливань // Стоцько З.А., Дівєєв Б.М., Топільницький В.Г. Заявлено 06.12.2005. Опубл. 15.08.2006 Бюл. №8.

ОЦІНКА ОБЛАСТЕЙ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПІДШИПНИКІВ ВИСОКОШВИДКІСНИХ РОТОРІВ

ESTIMATION OF REGIONS OF CAPACITY OF BEARINGS OF HIGH-SPEED ROTORS

Наталія Зубовецька, Василь Шваб'юк

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

The method of the integrated estimation of application domains of bearings of different types is investigated. The dimensionless criteria of estimation are got. The dimensionless criteria of estimation make physical sense: dimensionless loading ability and ability to damp of vibration at the account of power losses and high-speed. The conducted estimation showed advantages of the gas-hydraulic bearings.

Розглянуто методику інтегрованої оцінки областей застосування підшипників різних типів. Як основні критерії працездатності підшипників високошвидкісних роторів (ВШР) виступають такі показники: швидкохідність (dn), навантажувальна здатність W, статична жорсткість J, демпфувальна здатність χ ; енергетичні витрати N_{TP} . Зручно розглядати ці показники у складі таких безрозмірних критеріїв:

$$\pi_T = \frac{0,05 \cdot (dn) \chi}{Jd}; \pi_W = \frac{0,5 \cdot 10^{-4} (dn) W}{N_{TP}},$$
(1)

де розмірності параметрів: (dn), мм·хв⁻¹; χ — коефіцієнт в'язкого тертя (демпфування), Н·мкм⁻¹·с; J, Н·мкм⁻¹; N_{TP} , BT; W, H; числові коефіцієнти в (1) для зведення параметрів до основних розмірностей системи CI: кг, м, с. Безрозмірним критеріям (1) і їхнім мультиплікативним складовим може бути наданий певний зміст: $(dn)/N_{TP}$ — вартість одиниці швидкохідності за втратами на тертя; π_W безрозмірна несуча здатність, віднесена до втрат на тертя; π_T — безрозмірна демпфувальна здатність, віднесена до втрат на тертя й одиниці діаметрального розміру, оскільки відношення χ/J чисельно рівне другій сталій часу коливальної ланки і пропорційне сталій часу T_h демпфування опори.

Оскільки в загальному випадку показники *J*, N_{TP} , *Q* залежать від швидкохідності, то безрозмірні критерії (1) можуть розглядатися як залежності від (*dn*), а спільне подання π_W і π_T можливе у вигляді їх фазового портрету від параметру (*dn*), або комплексного показника

$$\pi = \pi_T \pi_W = \frac{0,25 \cdot 10^{-9} (dn)^2 W \chi}{dJN_{TP}},$$
(2)

який також є безрозмірним.

За формулами (1) і (2) були прораховані підшипники з діаметрами 30 і 50 мм (інші конструктивні параметри і параметри мащення вибиралися відповідно до рекомендацій з їх проектування) та отримані графіки сумісного розподілу параметрів $\pi_{\rm T} - \pi_{\rm W}$, тобто їх області зміни. Якщо порівнювати області π (*dn*) і $\pi_{\rm T} - \pi_{\rm W}$ для газо-гідравлічного інерційного підшипника (ГГІП) і опор інших типів (кочення, аеродинамічні, гідродинамічні, гідростатичні), то слід зазначити, що ГГІП мають істотні переваги і займають незаповнену нішу для опор високошвидкісних роторів.

МОДИФІКАЦІЯ ЧИННИКІВ ВПЛИВУ НА КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНІСТЬ ПРОДУКЦІЇ МАШИНОБУДІВНИХ ПІДПРИЄМСТВ УКРАЇНИ В УМОВАХ ГЛОБАЛІЗАЦІЇ

MODIFICATION OF INFLUENCE FACTORS ON THE COMPETITIVENESS OF PRODUCTS OF MACHINE-BUILDING ENTERPRISES OF UKRAINE IN THE CONDITIONS OF GLOBALIZATION

Галина Кіндрацька

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

The level of competitiveness of products of machine-building industry of Ukraine is analysed. The basic factors of influence on it at the conditions of globalization are set.

Посилення процесів глобалізації зумовлює якісну зміну участі України в міжнародних економічних процесах, завоювання відповідних позицій у конкурентній боротьбі для забезпечення її сталого розвитку. Однак, як констатують автори "Світової доповіді про конкурентоспроможність" на Всесвітньому економічному форумі (Давос, 2007), протягом останніх років простежується тенденція до зниження конкурентоспроможності економіки України за рахунок показників "макроекономічного середовища, публічних інституцій і низького рівня доходу на душу населення".

Роль основного важеля підвищення конкурентоспроможності національної економіки можуть виконати машинобудівні підприємства, тому що її рівень істотно залежить від реальних і потенційних можливостей високотехнологічних підприємств проектувати, виготовляти та збувати товари, які за ціновими і якісними характеристиками привабливіші для споживачів, ніж товари-конкуренти. Конкурентоспроможність самого підприємства обумовлена високим техніко-економічним та інноваційним рівнем виробництва, що визначається ступенем розвитку технологічних процесів, кваліфікацією кадрів, технічною досконалістю продукції, інноваційною активністю. Водночас, як свідчить світова практика, підвищенню конкурентного статусу машинобудівних підприємств сприяє активізація технологічного прогресу та розвиток інноваційно-інвестиційної складової економіки країни.

У цих умовах виникає проблема вибору моделі розвитку машинобудівних підприємств, а саме: традиційно індустріальної, що базується на національних факторах виробництва; інвестиційноекспансіоністської — залученні інвестицій, масовому запровадженні новітніх технологій, розробленні стабілізаційних заходів; інноваційно-інформаційної — стимулюванні унікальних технологій, освоєнні інновацій, інформаційному супроводі тощо.

Аргументом на користь інноваційно-інформаційної моделі розвитку машинобудування є нове позиціонування України в геополітиці, адже можливості підтримувати конкурентні позиції національної економіки лише за рахунок дешевої робочої сили практично себе вичерпали. Наприклад, багато видів продукції вітчизняного машинобудування є низькорентабельними, або навіть збитковими: загальний рівень рентабельності галузі за десятиліття знизився більш як у сім разів (з 24,3 % у 1995 р. до 3,4 % — у 2005 р). Крім цього, в останні роки спостерігається тенденція до перевищення імпорту над експортом більшості видів машинобудівної продукції.

Одним з визначальних парадоксів глобалізації, на думку деяких учених, є поєднання тенденцій економічної інтеграції в глобальних масштабах з тенденціями економічної дезінтеграції на рівні національних економік, тобто економічна глобалізація виконує роль регулятора конкуренції на

національному ринку. В Україні функціонує велика кількість машинобудівних підприємств з низьким рівнем технології і малими обсягами виробленої продукції, між якими ведеться досить жорстка конкурентна боротьба. Однак вони не можуть забезпечити відповідний рівень конкурентоспроможності своєї продукції на зовнішньому ринку, досягнувши лідерства на витратах чи унікальності продукції, здатної сформувати нові сегменти ринку. Отже, одним з важливих напрямів політики конкурентоспроможності вітчизняного машинобудування є досягнення чи підтримання передових позицій у наукових дослідженнях і технологіях шляхом створення потужних об'єднань вітчизняних машинобудівних підприємств, розвитку виробничої кооперації з іншими країнами, формування чіткої спеціалізації у виготовленні високотехнологічної продукції.

Разом з тим, підвищити конкурентоспроможність продукції силами самих лише підприємств в умовах експансії транснаціональних корпорацій практично неможливо. Для цього існує два шляхи: інтегруватися в систему транснаціональних корпорацій, або перетворити свої корпорації на транснаціональні. Вирішити цю проблему можна за умови тісної співпраці бізнесу та держави, яка має забезпечити ефективність функціонування адміністративної, судової та правоохоронної систем. Повинні бути запроваджені механізми стимулювання суб'єктів господарювання до впровадження інновацій, передусім, через фіскальні заходи: податкові пільги, податкові кредити, пришвидшену амортизацію, цільову підтримку тощо. Доцільно посилити взаємозв'язки та взаємодію між елементами системи "університет — бізнес — виробництво". Загалом результат залежатиме не лише від інвестицій та активності машинобудівних підприємств, а, перш за все, від цілеспрямованої політики держави на національному та міжнародному рівнях.

КОНЦЕПЦІЯ І МЕТОД БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОГО СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧНОГО СИНТЕЗУ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

CONCEPT AND METHOD OF MULTIOBJECTIVE STRUCTURAL-PARAMETRICAL SYNTHESIS OF MACHINE-BUILDING DESIGNS

Богдан Кіндрацький

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

The concept is offered, methods and algorithms of multiobjective structural - parametrical synthesis of machine-building designs (MBD) in conditions of definiteness and indefiniteness of a situation are developed. The basis of the concept and of the methods is the principle of formation of the set of alternative pareto-optimal within the limits of the structure of variants of MBD with the further choice of best of them by integrated criterion of quality and criterion of economic expediency, on the basis of mapping of the alternative variants set into the set of real criteria of quality. Corresponding optimal mathematical models are designed, techniques are developed and multiobjective structural - parametrical synthesis of metal construction of the module of linear moving and jow-tipe overload-release clutch is carried out in conditions of definiteness of a situation, and in conditions of uncertainty of situation — the pneumatic drive with inertial loading.

Однією з проблем сучасного машинобудування, яке розвивається в умовах жорсткої конкуренції та швидкого оновлення продукції, є забезпечення обґрунтованого вибору оптимальних структури й параметрів машинобудівних конструкцій (МБК), скорочення термінів їхнього розроблення та виготовлення, раціонального зниження вартості, підвищення якості та конкурентоспроможності. Найважливішими і особливо відповідальними стадіями життєвого циклу МБК є початкові стадії їхнього проектування. Прийняті на них конструкторсько-технологічні рішення визначають ефективність проекту загалом, оскільки вони обумовлюють біля 75% вартості виробу. Сучасні засоби обчислювальної техніки і прикладне програмное забезпечення, зокрема такі пакети як Unigraphics, CATIA, MatLab, Mechanical Desktop 5, Mechanical 2000i, SolidWork, Pro/ENGINEER, COSMOS, NASTRAN, COMPAS, ПРОЧНОСТЬ та інші, дають можливість швидко і якісно проаналізувати й спроектувати МБК практично довільної складності. Однак у згаданих програмних продуктах подані для користування лише типові математичні методи оптимізації, що істотно обмежує їхні можливості, залишаючи користувачеві складні проблеми оцінки отриманих результатів синтезу та вибору ефективних шляхів покращання структури і співвідношення конструктивних параметрів майбутньої МБК. Отже, удосконалення існуючих та розроблення нових методів багатокритеріального синтезу МБК за заданими характеристиками на основі системного підходу до оцінки їхньої якості та конкурентоспроможності є задачею актуальною і надзвичайно важливою для вітчизняного машинобудування.

У доповіді висвітлюються головні аспекти запропонованої автором концепції та розроблених методу й алгоритмів багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій (МБК) в умовах визначеності й невизначеності ситуації. Основою концепції та методу є принцип формування множини альтернативних парето-оптимальних (у межах своєї структури) варіантів МБК з подальшим вибором кращого з них за інтегральним критерієм якості та критерієм економічної доцільності на основі відображення множини альтернативних варіантів на множину реальних критеріїв якості.

Побудовані відповідні оптимізаційні математичні моделі, розроблено методики та здійснено в умовах визначеності ситуації багатокритеріальний структурно-параметричний синтез металоконструкції модуля лінійного переміщення та запобіжних муфт, а в умовах невизначеності ситуації — пневмоприводу з інерційним навантаженням.

Результати досліджень у цій області викладені в працях [1 — 4], впроваджені у проектних організаціях та в навчальний процес, зокрема, в програми викладання курсів "Теорія механізмів і машин" та "Деталі машин" [5].

1. Кіндрацький Б.І., Сулим Г.Т. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій. Монографія. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2003. — 280 с. 2. Кіндрацький Б., Сулим Г. Сучасний стан і проблеми багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд) // Машинознавство. — 2002. — №10. — С 26—40. 3. Кіндрацький Б.І. Структурно-параметричний синтез кулачкової запобіжної муфти // Вісник НУ "ЛП" "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". — 2005. — №509. — С. 76—85. 4. Кіндрацький Б., Сулим Г. Структурно-параметричний синтез металоконструкції модуля лінійного переміщення // Мат. методи і фіз.-мех. поля. — 2003. — №4. — С. 162—169. 5. Кіндрацький Б. І. Основи раціонального проектування машинобудівних конструкцій: Навч. посібник. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2005. — 200 с.

СИНТЕЗ ПРОСТОРОВИХ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ ЧЕРЕЗ РАДІУСИ ДОТИЧНИХ ДО ШАТУННОЇ КРИВОЇ СФЕР

SYNTHESIS OF SPATIAL DWELL LINKAGES USING RADIUSES OF TANGENT SPHERES TO COUPLER CURVE

Ярослав Кіницький, Віталій Жеребецький

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

The problem of kinematic synthesis of spatial dwell linkages is considered. Numerical and analytical methods of dwell duration definition using radiuses of tangent to coupler curve spheres are shown.

У сучасний техніці широко застосовуються механізми, які забезпечують при неперервному обертовому русі вхідної ланки рух із зупинкою вихідної ланки. Одним з прогресивних напрямів у

проектуванні машин є заміна в них кулачкових механізмів важільними, що дає змогу підвищити надійність та довговічність машин, зменшити зношування деталей, спростити технологію їх виготовлення і ремонту, а в деяких випадках змінювати закон руху вихідної ланки навіть під час роботи машини.

У доповіді розглянуто синтез просторових важільних механізмів з використанням аналітичночислового методу, який можна порівняно легко реалізувати сучасними персональними комп'ютерами. В основі цього методу лежить знаходження радіусів дотичних до шатунної кривої сфер.

Методику синтезу просторових важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки можна розбити на два етапи: синтез базового напрямного механізму; синтез приєднаної структурної групи.

Задача про знаходження положень ланок базового механізму і побудову шатунної кривої можна здійснити методом перетворення координат у формі, яку запропонував Ю. Ф. Морошкін. Суть цього методу полягає в тому, що для визначення положення ланок, механізм поділяють на декілька незамкнутих кінематичних ланцюгів шляхом розмикання одної (або декількох) кінематичних пар. Для кожного незамкнутого кінематичного ланцюга з рівняння перетворення координат знаходимо положення елементів розімкнутої кінематичної пари. При подальшому прирівнюванні координат, що визначають ці елементи для кожного з двох кінематичних ланцюгів, отримуємо систему рівнянь для визначення невідомих величин. Далі шляхом незначних перетворень визначаємо траєкторію шатунної кривої.

На відміну від кривих, що лежать у площині, для однозначного визначення кривої у просторі використовують поняття як кривини, так і кручення. Кривина і кручення є диференціальними інваріантами відносно зміни кута повороту початкової ланки. Для знаходження кривини та кручення потрібно, щоб рівняння руху шатунної кривої диференціювалося до третього порядку включно.

Проведені нами дослідження шатунних кривих у просторових механізмах показали, що в них може бути декілька ділянок, що наближаються до поверхні сфери. Для визначення їх кількості потрібно знайти дотичну сферу в усіх точках шатунної кривої. В результаті отримуємо характерні точки, в яких радіус має максимальні значення (піки). Ці точки ділять шатунну криву механізму на певну кількість ділянок, які можуть бути використані як ділянки наближення, оскільки на них радіус порівняно мало змінюється. Кількість ділянок наближення залежить від геометричних параметрів механізму.

Щоб спроектувати приєднану структурну групу, треба вибрати певну ділянку наближення шатунної кривої до сфери та визначити її радіус і координати центра.

Для знаходження переміщень повзуна приєднаної групи будується лінія його руху. Оскільки будь-яка лінія визначається двома точками, то приймаємо за першу точку центр сфери, а другу вибираємо на траєкторії руху шатунної кривої так, щоб вона знаходилась у середині ділянки наближення. У випадку переміщення другої точки по траєкторії можна зменшувати або збільшувати коефіцієнт зміни середньої швидкості вихідної ланки.

На основі викладеної методики складено програму, яка дає можливість побудувати залежності тривалості зупинки вихідної ланки при зміні геометричних параметрів механізму. Параметри, при яких не виконується умова провертання кривошипа, не розглядались.

Таким чином, використовуючи залежності кривини та кручення шатунної кривої важільних механізмів, можна знайти її ділянки, які мало відхиляються від сферичної поверхні, встановити їхню довжину (тривалість зупинки), точність наближення, радіус та координати центра сфери наближення, кути тиску основного механізму та приєднаної групи, фази початку та кінця зупинки, максимальний хід повзуна приєднаної групи, швидкості й пришвидшення ланок механізму та інші параметри. Запропонована методика синтезу може бути застосована до будь-яких просторових механізмів.

Єдиним недоліком даного методу синтезу є великий обсяг обчислень, зумовлений великою кількістю незалежних змінних параметрів, варіантами складання механізму та кількістю ділянок наближення на шатунній кривій. Тому, при синтезі просторових механізмів, актуальною є розроблення методів оптимізації, які будуть темою подальших досліджень.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПРИВІДНОГО НАСОСНОГО АГРЕГАТУ

MATHEMATICAL MODEL OF HYDRAULICALLY DRIVEN PUMP TECHNICAL STATE ESTIMATION

Іван Коц, Віталій Петрусь

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

Mathematical model with theory of unclear plurals application for the hydraulically driven pump technical state estimation is developed. It enables to use not only quantitative data but also knowledge and experience of operating personnel.

На окремих об'єктах, де небажані або недопустимі незаплановані зупинки насосних агрегатів, потрібно здійснювати моніторинг і вчасно виявляти й ліквідовувати несправності окремих вузлів такого обладнання.

Одним з підходів для діагностування технічного стану насосного обладнання є вібродіагностика, яка найчастіше використовується для відцентрових насосів і дає можливість виявляти несправності підшипникових та інших вузлів, які створюють вібрацію, причому, чим складніший об'єкт діагностування, тим більш невизначеним стає спектр вібрації, і тим складніше виявити інформативну частину сигналу, що змінюється [1, 2]. Також слід зазначити, що методи вібраційної діагностики складно адаптувати для виявлення несправностей іншого походження, зокрема, розтягу або розриву мембрани, втрати жорсткості пружин, спрацювання пар тертя, витоку робочої рідини через нещільності з'єднань рукавів високого тиску або їх розриви, несправності в клапанній групі тощо [2]. Тому актуальною є задача розроблення математичних моделей, які б давали можливість виконувати комплексний аналіз всієї системи та забезпечували розпізнавання зазначених несправностей.

Для розв'язання поставленої задачі пропонується використати елементи теорії нечітких множин, що дасть можливість використовувати не тільки кількісні дані, але й знання та досвід обслуговуючого персоналу.

Вибір сукупності параметрів, потрібних для постановки діагнозу, залежить від потрібної глибини діагнозу [2]. Як вхідні змінні нечіткої моделі будуть використані найінформативніші показники роботи системи: робочий тиск (тиск робочої рідини в гідросистемі), кількість ходів робочого органа — штока з мембраною, тиск на виході з насоса, аналіз яких дає можливість зробити висновок про причини несправностей елементів насосного агрегату.

Система, що розглядається, складається з гідравлічного приводу та мембранного насоса [3] з такими номінальними параметрами: робочий тиск x_1 =160 атм., кількість ходів робочого органа x_2 =30 хв⁻¹, тиск на виході з насоса x_3 = 5 атм.

Для вибраної системи побудуємо математичну модель, яка базується на методах нечіткої логіки [4 — 6]. Вхідними змінними будуть зазначені показники роботи системи, а вихідною змінною — стан системи. За потреби, для покращання якості діагностування, в математичну модель можна вводити і інші додаткові змінні, які характеризують роботу гідравлічної системи.

Для опису вхідних x_1 , x_2 , x_3 та вихідних d змінних використаємо лінгвістичну оцінку відповідно до визначених термів (табл. 1), опис яких здійснимо за допомогою функції належності вигляду [5]

$$\mu^{T}(x) = e^{-\left(\frac{x-c}{b}\right)_{2}} \frac{1}{2},$$

Параметри	Назва, розмірність	Діапазон значень	Терми
x_1	Робочий тиск, атм.	100 210	дуже низький (WL), низький (L), номінальний (N), високий (H)
<i>x</i> ₂	Кількість ходів, хв ⁻¹	0 40	дуже мале (WL),мале (L), номінальне(N), велике (H)
<i>x</i> ₃	Тиск на виході, атм.	0 5	дуже низький (WL), низький (L), номінальний (N)
d	Стан системи		норма (d_1) , пошкодження мембрани (d_2) , втрата жорсткості пружин (d_3) , зношення пар тертя (d_4) , несправність в клапанній групі (d_5)

де *с* — координата максимуму функції належності; *b* — коефіцієнт концентрації-розтягування функції належності.

Результат діагностування формується на основі дерева логічного висновку (рисунок) та експертної бази знань, яка є нечітким носієм інформації про причинно-наслідкові зв'язки між входом та виходом.



Рис. 1. Дерево логічного висновку

У подальшому для тонкого налаштування нечіткої моделі використаємо апарат генетичних алгоритмів, який забезпечує навчання системи відповідно до навчальної вибірки, отриманої в процесі експлуатації насосного обладнання.

Запропонована система дає змогу здійснювати моніторинг технічного стану в реальному масштабі часу. Виявлення несправностей здійснюватиметься шляхом безперервного діагностування технічного стану елементів системи, що дасть можливість перейти від планово-попереджувальних робіт до обслуговування за технічним станом.

Використання при діагностуванні методів нечіткої логіки для визначення поточного технічного стану насосних агрегатів є перспективним, оскільки дає змогу в автоматизованому режимі виявити причини відхилення фактичних характеристик щодо базових, забезпечити ефективну експлуатацію насосного агрегату, не допускаючи відмов, пов'язаних зі зносом і руйнуванням деталей і вузлів насоса, тобто повніше використовувати робочий ресурс обладнання. Це є важливим і в аварійних ситуаціях, коли швидкість постановки діагнозу і прийняття рішення є важливими для запобігання катастрофічних наслідків.

1. Баженов В.В. Оценка технического состояния и остаточного ресурса насосных агрегатов в условиях автоматизации магистральных нефтепроводов: Дис. ... канд. техн. наук / ГУП "ИПТЕР". — Уфа, 2004. — 129 с. 2. Ширман А.Р., Соловьев А.Б. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. — Москва, 1996. — 276 с. 3. Патент України на корисну модель. № 29362. МПК₇ F04B 43/06.

Гідроприводний мембранний насос / Коц І. В., Петрусь В. В. та ін. // Реєстраційний номер заявки и200710316; Заявл. 17.09.2007. Опубл. 10.01.2008. Бюл. №10. 4. Леоненков А.В. Нечеткое моделирование в среде МАТLАВ и fuzzyTECH. — СПб.: БХВ — Петербург, 2005. — 736 с. 5. Ротштейн А.П. Интеллектуальные технологии идентификации: нечеткие множества, генетические алгоритмы, нейронные сети. — Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 1999. — 320 с. 6. Заде Л.А. Понятие лингвистической переменной и ее применение к принятию приближенных решений. — М.: Мир, 1976. — 167 с.

ВИКОРИСТАННЯ САПР ДЛЯ ПОШУКУ ОПТИМАЛЬНОГО ПАКОВАННЯ, ПРОЕКТУВАННЯ ТАРИ I ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ЇЇ ВИГОТОВЛЕННЯ

USE OF CAD FOR THE SEARCH OF THE OPTIMUM PACKING, CONTAINERS' PLANNING AND TECHNOLOGICAL PROCESSES OF PRODUCING

Владислав Кузнєцов, Іван Регей, Ярослав Угрин

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

Usage of CAD on the base of modern personal computer allows to decide the serious complex problems of packing production. The main tasks are: Search of the optimum packing by structural signs, planning of optimum involutes by a minimum area at set volume, optimum location of involutes for cardboard format sheet cutting out with minimum wastes, planning of an optimum transport container for the projected packing with its maximal filling.

Практика функціонування ринку засобів пакування доводить, що навіть найдосконаліше паковання з часом втрачає прибуткові позиції і, як результат, підлягає заміні іншим. Після впровадження нової упаковки, вдало розробленої згідно із сучасними вимогами, її використання і збут швидко збільшується за умови широкого залучення рекламних заходів. Популяризація виробів пакування досягає максимуму, після чого спостерігається зменшення попиту. За умови появи тенденцій до зниження прибутку підприємство приречене реалізовувати заходи для його збільшення, включаючи розроблення досконалішої продукції.

Для оперативного реагування на зміни в тенденціях пакувального ринку, задоволення його потреб широко використовується комп'ютерна техніка з різноманітними пакетами систем автоматизованого проектування (САПР). Сьогодні на ринку таких систем відомі пакети *MarbaCAD, Impact, Artios CAD, Score*, розроблені відомими фірмами з виготовлення картонної тари і паковання.

Наведені системи проектування паковання характеризуються широкими та розвиненими графічними і дизайнерськими можливостями, але на ринку вони є дорогими, використовуються переважно на потужних підприємствах з виготовлення картонного паковання і є "недосяжними" для виробників середньої ланки. Крім цього, розроблені системи проектування засобів пакування використовують "підготовлені" технічні рішення, які ґрунтуються на уже вибраних даних щодо виду матеріалу, способу з'єднання розгорток в об'ємну конструкцію та обґрунтованого вибору типу паковання.

Для комплексного пошуку оптимального паковання використовують багатоваріантний пошук, що грунтується на методиці, відомій як "матриця ідей". Проте шлях пошуку є тривалим і складним через кропітку оцінку та критичне порівняння сукупних параметрів, пов'язаних з вибором матеріалу, розмаїттям виду паковання, наявністю різних способів формування його об'ємної конструкції. Зіставляння на тривимірній "матриці" груп змінних параметрів тари дає у кожному випадку $N = n^3$ її варіантів (тут n —кількість змінних параметрів однієї групи за умови наявності трьох таких груп).

У групі "СПОСІБ З'ЄДНАННЯ" змінні можуть визначати спосіб формування об'ємної конструкції паковання: склеюванням розгортки, зшиванням скобами, з'єднанням замками тощо.

Друга група змінних окреслює "ВИД ПАКОВАННЯ" (для прикладу: пачка, коробка, пакет...), а третя, "МАТЕРІАЛИ", — одношаровий, склеєний, мікрогофрований картон та інші. Методом зіставляння змінних у запропонованій "матриці" отримують декілька сотень можливих варіантів паковання, ґрунтовний аналіз яких є трудомістким і тривалим в часі для встановлення найкращого інтегрованого параметра змінних.

Задача пошуку оптимального паковання істотно спрощується використанням розробленої системи автоматизованого проектування (САПР), яка побудована на основі потужної графічної конструкторської системи AutoCad. Після запуску програмного забезпечення в середовищі графічного редактора на екрані з'являється діалогове вікно для вибору бажаних властивостей паковання, який проводиться шляхом встановлення відповідних міток для отримання, як приклад, "нероз'ємного", "герметичного", "вологостійкого" паковання тощо. Запуск програми призводить до закриття діалогового вікна і самостійного її продовження. При цьому в системі аналізуються можливі способи виготовлення паковання, його конструкція та особливості використання матеріалів. Аналіз відбувається на основі спеціально створених матриць властивостей, які притаманні різним конструкціям засобів пакування. В матрицях проставляється потрібне позначення, що символізує здатність елемента забезпечувати задану властивість, перевіряється його наявність і, якщо елемент знайдено, він запам'ятовується. Знайдені елементи комбінуються у потрібній послідовності для формування конструктивних особливостей паковання. Оскільки таких комбінацій може виникнути декілька, задача конструктора зводиться до прийняття рішення щодо найдоцільнішого варіанту паковання. За результатами аналізу одиничні елементи, які не відповідають поставленим вимогам, зникають, а виводяться тільки варіанти комбінацій, які забезпечують наявність заданих властивостей. Можливі комбінації елементів конструювання паковання ілюструються тривимірними схемами вибраних елементів.

Виходячи з того, що пакована продукція під час доставляння від виробника до споживача стає транспортним вантажем, розміри паковання, встановлені згідно з розрахованими параметрами, треба зводити до стандартних (уніфікованих) для забезпечення оптимального пакетування продукції. Основою уніфікованих габаритних розмірів є базовий модуль — мінімальні довжини і ширина вантажної одиниці, утвореної однією чи декількома одиницями транспортної тари. На практиці комплексне проектування транспортної одиниці від споживчого паковання до транспортної тари, яке включає потребу узгодження габаритів ящика з можливими варіантами укладання в ньому споживчого паковання та з можливими варіантами розташування ящиків на форматі стандартного піддону є доволі трудомістким і тривалим у часі.

Розв'язанню окресленої задачі сприяє розроблена система автоматизованого проектування розгорток і їх оптимального розташування на заданому форматі, яка побудована на основі потужної графічної конструкторської системи *AutoCad*, працездатність якої забезпечується відповідною конфігурацією ПК. Керування системою проектування паковання здійснюється зі спеціального меню у вигляді панелі інструментів. Проектування споживчого паковання починається з вибору виду продукції, при цьому на екрані виникає відповідне діалогове вікно для встановлення параметрів пакованої продукції. Далі система у новому діалоговому вікні пропонує вибрати тип розгортки, після чого в автоматичному режимі будує її креслення.

У випадку виконання завдання з проектування штанцювальних форм система проводить оптимізацію розташування розгорток на заданому форматі картонного аркуша за умови забезпечення мінімальних відходів матеріалу. Для цього на попередньому етапі за допомогою спеціального діалогового вікна вибирають потрібний формат картону. Вибір потрібного формату активізує систему оптимізації розташування отриманих розгорток на заданому форматі. В процесі оптимізації система розглядає можливі варіанти їх розташування вздовж або впоперек формату, перевіряє можливість розташування розгорток з врахуванням використання "кишень" в конструкціях самих розгорток і залишкового місця кожного з боків різних форматів. Отримане оптимізації можуть бути використаними для керування лазерним різаком чи механічним лобзиком з числовим програмним керуванням виготовлення пазів у штамповій дошці.

Ефективність використання транспортної тари значною мірою залежить від способу укладання в ній споживчого паковання. Для перевезення продукції широко використовують тару, зовнішні розміри якої кратні піддону з розмірами у плані 1200×800 мм. Його формат передбачає використання 25 типорозмірів транспортної тари. За умови розмаїття широкого діапазону розмірів споживчого паковання задача вирішення ефективного використання внутрішнього об'єму транспортного паковання є складною, трудомісткою і тривалою в часі. На першому етапі аналізується заповнення площини XY основи тари споживчими пакованнями, які розташовують за основними розмірами перестановки. Якщо розміри паковання не перевищують розмірів формату основи, розраховується заповнена площа і незаповнений простір по осях ΔX і ΔY . На другому етапі аналізуються залишки площі по координатах ΔX і ΔY . Першою спробою розглядається можливість їх заповнення меншим з основних заданих розмірів перестановки. Якщо таке заповнення можливе, розраховується зайнята площа. Друга спроба розташування реалізується, якщо між відповідним основним розміром перестановки або вертикальним розміром існує пропорційність, виражена цілими числами. На третьому етапі площа, що залишилася вільною після І-го та II-го етапів, аналізується для можливості альтернативного заповнення по вільній вертикальній координаті.

Розроблена автоматизована система дає можливість проводити проектування від споживчої тари, задаючись параметрами продукції, що підлягає пакуванню, до визначення оптимальних параметрів транспортної тари з ефективним розміщенням в ній пачок та коробок.

ЗМЕНШЕННЯ ГАБАРИТІВ ЗАПОБІЖНИХ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ ШЛЯХОМ УТОЧНЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ

DIMINISHMENT OF SIZES OF PREVENTIVE CLUTCHES BY CLARIFICATION TO THE COEFFICIENT OF FRICTION

Володимир Малащенко¹, Петро Карнаух², Геннадій Куновський³

¹ Національний університет "Львівська політехніка", Україна, 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12; ² Національний університет водного господарства та природокористування, Україна, 33000, м. Рівне, вул. Соборна 11; ³ Бурштинський енергетичний коледж, Україна, Львівська обл., м. Бурштин, вул. Калушська, 4.

Conformity to the law of change of coefficient of friction is in-process presented in preventive clutches with the curvilinear surfaces of contact of friction elements. Reason-investigation is set connection between the variable coefficient of friction on the curvilinear surfaces of clutch and equalization lines of contact of friction elements, which is instrumental in diminishing of sizes of preventive clutches.

Запобіжні муфти належать до розповсюджених механічних пристроїв, серед яких фрикційні муфти займають велику частку і тому їм постійно приділяється велика увага вчених та дослідників різних країн. Основною проблемою таких муфт є збільшення їхньої навантажувальної здатності без значних змін габаритних показників.

Сьогодні відоміпраці, в яких пропонується збільшення навантажувальної здатності таких муфт здійснювати шляхом вибору спеціальних матеріалів для накладок елементів тертя, збільшення кількості дисків тощо. Такі засоби приводять до збільшення габаритів муфт у радіальному та осьовому напрямах, що, першою чергою, тягне за собою збільшення металоємності і вартості пристроїв, тобто проблема розв'язується не повною мірою. Тому подальші дослідження такого напряму є актуальними й доцільними.

Тут пропонується інший шлях розв'язаання цієї проблеми. Він полягає у розробленні й дослідженнях нових конструкцій запобіжних фрикційних муфт з криволінійними поверхнями тертя, які здатні передавати значно більші обертальні моменти двигунів без збільшення кількості дисків і габаритних показників. Окрім цього, такі муфти, здебільшого, не вимагають наявності спеціальних фрикційних накладок. Однак для їх застосування на практиці потрібно провести дослідження геометричних, кінематичних, силових та інших параметрів. Певна робота цього напряму зроблена з опублікуванням її результатів у відкритих виданнях. У цій доповіді наводяться результати виконаних аналітичних досліджень стосовно уточнення дійсної величини коефіцієнта тертя ковзання у робочій зоні муфти. За результатами попереднього аналізу сформульовано гіпотезу, що зведений коефіцієнт тертя ковзання є змінним параметром у функції осевої координати бокової криволінійної поверхні виступів дисків.

Доведення аналітично цього твердження і є основною метою цих досліджень. Задача розв'язувалась за допомогою розробленої розрахункової схеми та графіків зміни довжин дотичних до лінії контакту для однієї частини проміжного диска муфти, що має криволінійну форму. Причому наголошується, що лінія контакту між поверхнями виступів дисків може мати будь-яку кривину. Однак у доповіді розглянуто узагальнений більш поширений випадок, коли лінія контакту верхньої

частини першого від осі обертання муфти виступу описується експонентою типу $f(x) = e^{K_1 x}$. Для визначення величини коефіцієнта K у рівняння лінії контакту підставлялись значення аргумента й функції, які відповідають розробленій схемі та графіку. Визначення довжин дотичних до лінії контакту спирається на відомі математичні положення, що підтверджує їхню достовірність. Основними результатами є те, що встановлено змінність коефіцієнта тертя ковзання та причиннонаслідковий зв'язок між цим змінним коефіцієнтом і аналітичним виразом лінії контакту на криволінійних поверхнях контакту фрикційних елементів. Отримано значення допоміжної функції в залежності від розмірів виступів проміжного диска муфти, що дало змогу встановити аналітичний вираз для змінного коефіцієнта тертя ковзання у робочій зоні. Запропоновані рівняння методом інтерполяції зведено до достатньо простих формул, які є зручними для практичного застосування.

Вірогідність отриманих результатів перевірено на конкретних традиційних пристроях. В основу перевірки покладено такі твердження. Якщо запропонований метод визначення змінного коефіцієнта тертя ковзання є вірним для криволінійної поверхні дотику, то він обов'язково має бути вірним і для випадків, коли лінія контакту елементів є прямою внаслідок того, що будь-яка крива лінія є загальним випадком прямою. Це дало змогу із загального рівняння змінного коефіцієнта тертя отримати класичні відомі вирази: $f_{3M} = f/sin\alpha$ — для конічної фрикційної муфти з кутом конуса α і $f_{3M} = f$ — для дискової муфти. Отримані вирази повністю підтверджують достовірність запропонованих аналітичних залежностей.

На підставі отриманих результатів можна зробити важливий для теорії та практики висновок про те, що встановлена закономірність зміни коефіцієнта тертя ковзання на криволінійній поверхні контакту фрикційних елементів дає нове уявлення про процес сухого тертя й уможливлює проведення точнішого розрахунку навантажувальної здатності фрикційних запобіжних муфт на етапах проектування і експлуатації, що застосовуються в різноманітних системах машинобудування.

РОЗРОБЛЕННЯ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОЗДОВЖНІХ КОНВЕЄРІВ З ПРУЖНИМ ТЯГОВИМ ОРГАНОМ

DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODELS AND GROUND OF BASIC PARAMETERS OF LONGITUDINAL CONVEYERS WITH RESILIENT HAULING ORGAN

Михайло Мартинців, Олександр Удовицький

Національний лісотехнічний університет України, Україна, 79057, м. Львів, вул. Генерала Чупринки, 105. For development of mathematical models and ground of basic parameters of conveyers it is necessary to consider joint work of occasions, hauling organs, loads which move, and frames of conveyers, and also execute research for the stationary and transitional modes of work and on the basis of the got results to choose the basic parameters of conveyers which will provide their reliability and economy during exploitation.

Поздовжні конвеєри використовуються в різних галузях промисловості для переміщення поштучних вантажів. Їхня довжина складає від 10 м до 2000 м, а в окремих випадках і більше. Такі конвеєри можуть складатись з кількох секцій. Тому для стабілізації їхньої роботи важливо оцінити жорсткість тягових органів, якими можуть бути ланцюги, канати або стрічки та правильно вибрати їхні основні параметри.

Відомі праці переважно присвячені статичним розрахункам і зводяться до визначення опору рухові несучого елемента та вибору потужності двигуна. Але в перехідних режимах при пуску та гальмуванні виникають великі динамічні навантаження як в тягових органах, так і в елементах приводів, а при розгоні та гальмуванні приводи, за правило, проходять зону резонансу. Для розроблення математичних моделей та обгрунтування основних параметрів конвеєрів потрібно розглянути спільну роботу приводів, тягових органів, вантажів, що переміщаються, та рам конвеєрів.

Врахувати всі параметри та умови роботи можна на основі рівняння Лагранжа другого роду, яке в загальному виді можна записати так:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_j} = Q_j, \left(j = 1 \dots n \right), \tag{1}$$

де T, Π — відповідно кінетична та потенціальна енергії системи; Φ — дисипативна функція Релея; q_j — узагальнені координати; Q_j — узагальнена зовнішня сила; n — кількість елементів, на які поділено конвеєр і для яких визначаються відповідні параметри.

На відміну від традиційних методів визначення основних параметрів, що входять у рівняння (1), при досліджені конвеєрів потрібно врахувати, що опори володіють певною податливістю, а на зміну енергій крім обертових і поступальних мас впливає рухомий тяговий елемент. Тому для формування альтернативних варіантів рам конвеєрів слід розв'язати оптимізаційну задачу. Вибрану функцію мети можна мінімізувати за допомогою методу Куна-Такера. Таку задачу можна подати в такому вигляді:

$$\overline{V}f(x^*) + \sum \lambda_i \cdot \overline{V}g_i(x^*) = 0, \qquad (2)$$

де $\overline{Vg}_i(x^*) = 0$, $i=1,2,...m; \lambda_i = 0$, $m_e+1,2,...,m; \lambda_i$ — множник Лагранжа.

Функцію Лагранжа треба апроксимувати відповідно до методу послідовного квадратичного програмування так, щоб вона врахувала обмеження:

$$L(x,\lambda) = f(x) + \sum_{i=1}^{m} \lambda_i \overline{V} g_i(x).$$
⁽³⁾

Тоді на кожній ітерації розв'язується така оптимізаційна задача:

$$\begin{array}{l} \min_{d \in R_{H}} \frac{1}{2} d^{T} \cdot H_{K} \cdot d + \overline{V} f^{T}(x_{K}) d; \\ \overline{V} g_{i}^{T}(x_{K}) + g_{i}(x_{K}) = 0, \ i = 1, 2, ..., m_{e}; \\ \overline{V} g_{i}^{T}(x_{K}) + g_{i}(x_{K}) = 0, \ i = m_{e} + 1, 2, ..., m. \end{array} \right\}$$
(4)

де *R_H* — множина альтернативних варіантів металоконструкцій; *d* — розміри поперечного перерізу несучих елементів; *H* — лінійні розміри конструкцій.

Рівняння руху тягового елемента можна подати в такому вигляді:

$$\frac{a_i^2}{l_i^2} \cdot \frac{\partial U_i}{\partial \xi_i^2} - \frac{\partial^2 U_i}{\partial t^2} = 0, \quad (i = 1, 2, ..., n).$$
(5)

де n — відповідно кількість вантажів, що розміщені на несучій вітці конвеєра; U_i — поступальне переміщення деякого поперечного перерізу вітки; a_i -sgat (E/ρ) — швидкість поширення хвилі пружних деформацій; E, ρ — відповідно модуль пружності і щільність матеріалу тягового органу; $\xi_i = x_i/l_i$ — відносна поздовжня координата; t — час.

Розв'язки рівняння (5) можна шукати у вигляді $U_i = U_i(\xi) cos \omega t$, де $U_i(\xi_i)$ — амплітудна функція переміщень; ω — циклічна частота коливань.

Для конкретних типів конвеєрів на основі залежностей (1), (2) і (5) можна отримати рівняння руху конвеєра, як складної механічної системи. Такі рівняння розв'язуються числовими методами з використанням відповідних програм. При цьому момент асинхронного електричного двигуна в околі номінальної швидкості обертання ротора визначається з диференціального рівняння:

$$\frac{dM_{\partial}}{dt} + \frac{1}{\partial \tau}M_{\partial} + \frac{1}{\upsilon \omega_{0} \partial \tau}\dot{\varphi}_{1} = \frac{1}{\upsilon \partial \tau} , \qquad (6)$$

де M_{∂} — обертовий момент двигуна; $\partial \tau$ — складова часу, що враховує перехідні процеси в двигуні; υ — коефіцієнт крутизни статичної характеристики; ω_0 — кутова швидкість ідеального холостого ходу.

Потрібно виконати дослідження для стаціонарних та перехідних режимів роботи і на основі отриманих результатів вибрати основні параметри конвеєрів, які забезпечать їхню надійність та економічність при експлуатації.

СИНТЕЗ КРИВОШИПНО-КУЛІСНИХ МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕРИВЧАСТОГО РУХУ З ВИКОРИСТАННЯМ МЕТОДІВ ОПТИМІЗАЦІЇ

SYNTHESIS OF INVERTED SLIDER-CRANK MECHANISMS FOR INTERMITTENT MOTION USING OPTIMIZATION METHODS

Максим Марченко

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

Features of optimal synthesis of inverted dwell slider-crank mechanisms are considered. Analytical and numerical methods are used for synthesis of base slider-crank mechanism. Different kinematical and dynamical characteristics of these mechanisms were determined. Exploring methods to find solution of non-linear programming problem were used.

У сучасному машинобудуванні широке застосування знайшли механізми, які при безперервному обертовому русі вхідної ланки забезпечують обертовий чи поступальний рух вихідної ланки з вистоєм. Для цього широко використовують мальтійські, кулачкові механізми, механізми неповних зубчатих коліс, які мають деякі відомі недоліки. Важільні механізми позбавлені цих недоліків. За їхньою допомогою теоретично можна відтворити будь-яку плоску алгебричну криву. Однак на практиці використання таких механізмів обмежується тим, що вони складаються з великої кількості ланок, а це викликає ймовірність отримання недопустимих кутів передачі, збільшення втрат потужності на тертя в кінематичних парах, відхилення від заданої залежності в результаті нагромадження похибок, викликаних неточністю виготовлення, наявністю зазорів у кінематичних парах і пружними деформаціями ланок. Таким чином, відхилення дійсного закону руху такого механізму заданого може виявитись більшим, ніж для механізму з простішою структурою, спроектованого наближеними методами, а тому немає сенсу намагатися відтворити задану функцію з точністю, яка більша за допустиму. Вони при певних співвідношеннях ланок можуть з достатньою практичною точністю забезпечувати тривалі зупинки вихідної ланки.

У доповіді пропонується для отримання механізмів з вистоєм використовувати базові прямолінійно-напрямні чи кругові напрямні кривошипно-кулісні механізми, що синтезовані на основі особливих точок шатунної площини — точок Бола, Бурместера, а також точок розпрямлення четвертого порядку. Для отримання потрібних геометричних, кінематичних і динамічних характеристик слід відповідним чином підібрати вихідні параметри синтезу, що їх забезпечуватимуть. Раціональний вибір таких параметрів і став головною задачею наших досліджень.

Задачу оптимізаційного синтезу пропонується розв'язувати як задачу нелінійного програмування без обмежень шляхом формування відповідної цільової функції. До її складу входять головна умова синтезу, сформульована у вигляді рівності окремих параметрів заданим величинам, основна умова (умова існування кінематичного ланцюга), а також бажані умови. Останні сформульовані у вигляді нерівностей, а величини, що входять у ці нерівності, підлягають мінімізації (максимізації) у процесі пошуку. Пошук в області визначення цільової функції забезпечується шляхом введення до її складу штрафів. Вони примушують функцію необмежено зростати при наближені параметрів синтезу до країв допустимої області.

Для знаходження мінімуму цільової функції було використано модифікований метод Хука-Дживса, який у порівнянні з іншими методами показав найвищу ефективність. Початковий вектор вихідних параметрів, з якого розпочинався пошук, був вибраний з бази даних, яка була попередньо сформована шляхом сканування області допустимих параметрів синтезу і фіксування різноманітних характеристик механізмів.

Експериментальні дослідження, що були проведені за допомогою фізичної і комп'ютерної моделей, підтвердили вірогідність результатів, отриманих оптимізаційним синтезом.

ЦИЛІНДРИЧНІ ПЕРЕДАЧІ ВНУТРІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ З ПІДВИЩЕНОЮ ЗГИННОЮ МІЦНІСТЮ ЗУБЦІВ

CYLINDRICAL TRANSMISSIONS OF THE INTERNAL GEARING WITH HEIGHTENED BENDING STRENGTH OF TEETH

Павло Носко, Валентин Шишов, Ірина Ткач

Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, Україна, 91034, м. Луганськ, квартал Молодіжний, 20а.

Theoretical fundamentals of creation of cylindrical gears of an internl gearing with heightened bending strength of teeth are explained.

Зубчасті передачі з внутрішнім евольвентним зачепленням мають широке поширення в планетарних передачах, у приводах металорізальних верстатів, ковальсько-пресового устаткування, підйомно-транспортних, будівельних та інших машинах. Такі передачі мають певні переваги порівняно з передачами зовнішнього зачеплення, зокрема, підвищений ККД і підвищену навантажувальну здатність з умови контактної міцності робочих поверхонь зубців [1]. Однак найчастіше обмеженням допустимого навантаження в таких передачах є згинна міцність зубців [2]. Тому актуальним є підвищення згинної міцності зубців коліс цих передач. Особливо це актуально для планетарних зубчастих передач з малою різницею кількості зубців колеса з внутрішніми та колеса із зовнішніми зубцями, коли контактна міцність зубців істотно вище від їхньої згинної міцності, а також відбувається інтерференція зубців [3].

У ході досліджень запропоновано передачі нового типу, досліджено їхню геометрію та показники працездатності. При цьому встановлено: у досліджених передачах завжди можна забезпечити потрібний коефіцієнт перекриття; висота зуба при цьому в 3,75...4,5 рази менша від висоти зуба евольвентної передачі двадцятиградусного зачеплення; показники працездатності, визначені на основі праці [4], мають прийнятні значення в межах поля зачеплення (при малих передавальних числах), зокрема, наведена кривина менша від наведеної кривини двадцятиградусних евольвентних передач зовнішнього зачеплення; застосування передач дає змогу уникнути інтерференції при малій, аж до одиниці, різниці кількості зубів коліс із внутрішніми й зовнішніми зубами; через малу висоту зубів їхня згинна міцність підвищується в 2...2,5 рази; найефективніше застосування результатів досліджень у планетарних передачах типу K-H-V за великих передавальних чисел, де ці передачі можуть конкурувати за навантажувальною здатністю з хвильовими передачами.

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. — М.: Наука, 1968. — 584 с. 2. Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. и др. Планетарные передачи. Справочник. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с. 3. Кудрявцев В.Н. Детали машин. — Л.: Машиностроение, 1980. — 464 с. 4. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. Монография. — Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля, 2006. — 408 с.

МОДЕЛЬ СИНТЕЗУ МАШИНИ ДЛЯ ПАКУВАННЯ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ВАНТАЖІВ

MODEL OF SYNTHESIS OF CASERS BULK FREIGHTS

Богдан Пальчевський, Богдан Валецький

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

Planning of machines for the large-overall planning with the use of synthesis their structure. The model of graphic synthesis of machines and synthesis of welding mechanisms is developed.

Сучасна індустрія пакування є однією з тих, що найбільш динамічно розвивається у всіх галузях промисловості. Особливо інтенсивним є розвиток пакування в будівельному виробництві через велику долю великогабаритних вантажів (плити пінополістиролу, рулони мінеральної вати, ламінатні плити тощо), яка висуває проблему створення обладнання для пакування великогабаритних вантажів, наприклад, плит пінополістиролу.

Використавши функціонально-модульний принцип проектування розглянемо конструкцію установки для пакування великогабаритних вантажів, та проведемо синтез її конструкції із основних конструктивних механізмів, необхідних для пакування.

Як показав аналіз операції пакування для утворення упаковки вона складається із наступних технологічних і допоміжних переходів: формування комплекту одиниць вантажу в заданій кількості; подача сформованого пакету для обгортування по периметру плівкою; зварювання пакета і відрізання готового паковання від рулонного плівкового матеріалу (рис. 1).

Тому для реалізації операції, пакувальна машина повинна включати щонайменше три механізми: механізм розмотування плівки; механізм обгортання пакета, до складу якого безпосередньо входить механізм зварювання; механізм подачі пакета. Основною проблемою при великогабаритному пакуванні є стягування вантажу, що пакується, для забезпечення його щільності перед зварюванням. Для цього в машині передбачено механізм стягування пакета.



Рис.1. Технологічна схема формування пакета пінополістирольних плит: а — формування пакета, б — подача, в — обгортання плівкою, г — підтискання і зварювання; д — обгортання плівкою та затискання її кінців, г — стягування і зварювання пакета



Рис. 2. Двозначний граф синтезу структури установки для пакування великогабаритних вантажів: ●— вершини зв'язані "та"; ●— вершини зв'язані "або"; 1 – механізм наявний, 0 – механізм відсутній

Взявши за основу дані механізми був розроблений двозначний граф структури (рис. 2.) цієї машини для пакування великогабаритних вантажів, на основі якого сформовано 24 варіанти компоновки. Особливістю комопонуваня є те, що механізм обгортання пакета може працювати як з механізмом стягування, так і без нього, а механізм зварювання завжди присутній у цій структурі графу. При використанні модифікацій приводів основних механізмів, від ручного до автоматичного, кількість варіантів синтезу структури зростає в десятки разів.

На рис. 3 наведена електронна модель установки (варіант 09, рис. 2), яка виконана в системі твердротілого проектування ProEngineer. На основі електронної моделі машини були автоматично створені робочі креслення і виготовлено реальну машину.

Проаналізувавши розглянуті електронні моделі машин для пакування великогабаритних вантажів, можна зробити висновок, що 70 — 80 % деталей машини є спільними для всіх модифікацій. Це дозволяє для кожного варіанту конструкції використати їх твердотілі електронні моделі без модифікації. Інші 20 — 30 % деталей вимагають відповідної модифікації, що наведено на діаграмі.

Аналогічним чином був застосований функціонально-модульний принцип для проектування і синтезу зварювального механізму.



Рис. 3. Установка для пакування великогабаритних вантажів:1 - рама, 2 притискна лижа, 3 - стійки, 4 - нижній рулон, 5 - пульт керування, 6 - верхній рулон, 7 - направляючий ролик, 8 механізм обгортання, 9 - механізм завантаження, 10 - механізм противаг, 11 - вертикальні направляючі, 12 – горизонтальні направляючі, 13 - привід механізму подачі, 14 - привід механізму обгортання, 15 – механізм стягування.

До складу універсального зварювального вузла входять такі складові вузли та механізми: губки поперечного та поздовжнього зварювання, механізм відрізання, механізми поздовжньої та поперечної подачі губок, механізми відрізання та подачі плівки.

Класифікація зварювальних механізмів, які розглядаються як спеціальні функціональні модулі, на підставі аналізу пакувальних машин приведена на двозначному графі структури (рис. 4). Виходячи з графа структури можна визначити, що мінімальна кількість елементів у зварювальному модулі повинна складатись з таких: нагрівальні губки; привід; механізм подачі плівки на крок. Якщо розглядати зварювальний модуль, до складу якого будуть входити всі п'ять елементів, то, виходячи з графу структури, ми можемо синтезувати до 432 різних варіантів його структури.



ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ВІДПОВІДАЛЬНИХ ДЕТАЛЕЙ ОБЛАДНАННЯ НАФТОГАЗОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

THEORETICAL BASICS OF TECHNOLOGICAL PROVIDING LONGEVITY OF EQUIPMENT'S RESPONSIBLE PARTS FOR OIL AND GAS INDUSTRY

Юрій Петрина, Роман Яким, Андрій Швадчак

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

Mathematical model of hardness process by high temperature termo-mechanical (HTTMT) treatment of the purveyance including inclination to technological inheritance, wich makes quality of the detail, is made. High temperature deformation of the purveyance from highhardness steel like 14XH3MA is set. They are made according to present typical technological condition that provides favourable technological inheritance. This treatment lows inclination to cyclic crackmaking approximately in two times.

Досвід нафтогазового машинобудування показує, що основною причиною низької надійності відповідальних деталей є невирішена проблема виготовлення прокату під заготовки.

Висунута гіпотеза, що на стадії виготовлення заготовки можливе отримання технологічного спадку, який би сприяв підвищенню довговічності деталей. Для перевірки висунутої гіпотези було поставлено завдання здійснити математичне моделювання процесу зміцнення високотемпературним термомеханічним обробленням (ВТМО) заготовки з урахуванням схильності до технологічного спадку, що формує якість деталі.

З метою перевірки теоретичних викладок здійснена спроба встановити зв'язок між технологією виготовлення заготовки та показниками що визначають стійкість до руйнування. Для побудови моделі процесу використана теорія лінійного програмування. Це дало можливість зв'язати у залежність вектори впливів (пластичної деформації) і вектори результатів цих впливів (залишкові напруження в металі) на динамічну систему — матеріал заготовки.

З отриманої моделі випливає, що для забезпечення потрібної сприятливої технологічної спадковості при виготовленні заготовок треба враховувати здатність матеріалу "запам'ятовувати" сформовані напруження і зберігати їх протягом всього ланцюга технологічних оброблень.

Проведений аналіз критичного коефіцієнта інтенсивності напружень K_{1C} для сталі 14ХНЗМА балкових зразків прямокутного перерізу з односторонньою тріщиною (при їх випробовуваннях за схемою чотириточкового згину), виготовлених з прокату у стані поставки та із заготовок, підданих ВТМО (ступінь деформації в сумі складав $\varepsilon \approx 0,2$). В результаті було виявлено відмінності в розповсюдженні тріщини у відповідності до варіанту виготовлення заготовок.

У першому випадку, коли зразок вирізаний з прокату у вихідному стані, тріщина розповсюджується по межах аустенітних зерен. На старті попередньо наведеної тренуванням тріщини спостерігали пришвидшений ріст магістральної тріщини. Ріст тріщини в зразках, вирізаних із заготовок, підданих ВТМО, має нерівномірний характер. Тут спостерігаються зупинки, очевидно пов'язані з субструктурною структурою, яка сприяє релаксації напружень у гирлі, макротріщини, що росте й обумовлює різку зміну її найкоротшої траєкторії, яка визначається полем макронапружень. Однією з головних причин полегшення релаксації напруження в цьому випадку можна вважати високий рівень мікронапружень на межах пакетів і зерен, які характеризуються різко вираженою локальністю. Отже, є підстави твердити, що в'язкість руйнування деталей, отриманих із заготовок високоміцної сталі після ВТМО, є більшою порівняно з вихідним станом.

Аналіз отриманих кінетичних діаграм втомного руйнування показав, що ВТМО приблизно у два рази підвищує тріщиностійкість досліджуваної сталі.

НЕПОВНОЦІВКОВИЙ КУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ ПЕРЕРИВЧАСТОГО ОБЕРТОВОГО РУХУ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

NON-FULL LANTERN MECHANISM FOR INTERMITTENT MOTION

Ярослав Підгайчук

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

Construction and synthesis of non-full lantern mechanisms for intermittent motion are considered. Some recommendations for selection of geometrical parameters are shown.

У сучасних машинах часто використовують різні поворотні пристрої для забезпечення переривчастого обертового руху, в основі яких є мальтійські або храпові механізми. Такі механізми мають істотний недолік — "жорсткі" удари на початку і в кінці руху. Автором розроблено низку безударних механізмів, захищених патентами України, які побудовані на основі спарених коромислових кулачкових механізмів. У цих механізмах вихідна ланка (коромисло) перетворюється у звичайне цівкове колесо з *z* роликами. Залежно від кількості роликів і взаємного розташування кулачків отримуємо три основні типи механізмів, які відповідно забезпечують такі кути одного повороту вихідної ланки: І тип — $\beta_m = \tau$; ІІ тип — $\beta_m = 2\tau$; ІІІ тип — $\beta_m > 2\tau$, де $\tau = 2\pi/z$ — кутовий крок розташування роликів на цівковому колесі.

В останньому випадку отримуємо неповноцівкове зачеплення, в якому періоди розбігу та вибігу ($\tau_p = \tau_e = \tau/2$) забезпечується відповідними кулачками з використанням додаткових роликів, а основний обертовий рух здійснюється зубчастим цівковим зачепленням. Тоді повний період руху цівкового колеса за один оберт кулачків дорівнює τz . Якщо встановити дві пари додаткових роликів, то можна отримати два повороти на кут $\tau z/2$.

Для усунення ударів при переході від періоду розбігу до усталеного руху чи навпаки, від усталеного руху до періоду вибігу, потрібно вибрати такі закон руху вихідної ланки і розміри ланок, при яких аналог кутової швидкості вихідної ланки в кінці періоду розбігу і на початку вибігу були рівні передавальному відношенню цівкового зачеплення, в іншому випадку в механізмі будуть виникати "м'які" удари.

На основі викладених умов розроблена методика кінематичного й динамічного синтезу цих механізмів, складено відповідні алгоритми й програмне забезпечення з використанням системи MathCAD, даються рекомендації щодо вибору геометричних параметрів механізму, кількості роликів на цівковому колесі, кутів повороту кулачків, які забезпечують періоди розбігу та вибігу, законів руху вихідної ланки, а також можливі модифікації механізмів.

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ ВМОНТОВАНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО ПРИВОДА З ПРИСТРОЄМ КЕРУВАННЯ

CHOICE OF PARAMETERS OF THE MOUNTED HYDRAULIC DRIVE WITH CONTROL UNIT

Леонід Поліщук, Оксана Адлер, Моаяд Салех

Вінницький національний технічний університет, Україна, 21021, м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95. The scientifically grounded method of calculation and planning of guided hydraulic mounted drive of band conveyer is developed and to get analytical dependences for determination of him basic power, power and geometrical parameters.

Широке використання машин неперервного транспорту сприяє механізації та автоматизації технологічних процесів у різних галузях народного господарства. Ефективність їх використання значною мірою залежить від технічних можливостей привідного пристрою. Техніко-економічні показники приводу повинні відповідати, як умовам експлуатації транспортуючих машин, так і режимам їхньої роботи. За результатами аналізу особливостей експлуатації транспортуючих машин у пристроях з обмеженою монтажною зоною встановлено переваги вмонтованих приводів, які відзначаються компактністю, невеликою вагою, високою питомою потужністю, меншою кількістю складових вузлів.

Під час роботи приводів транспортуючих машин зі змінними режимами транспортування, можуть виникати умови, коли через певне збільшення навантаження для уникнення поламок електромеханічного приводу потрібна його термінова зупинка. В разі оснащення системи гідроприводом, у ньому спрацьовує запобіжний клапан. Після чого потрібно зменшити кількість вантажу на транспортуючому органі і здійснити повторний пуск. Це істотно знижує продуктивність роботи конвеєра.

Авторами запропоновано розв'язок цієї проблеми шляхом використання у вмонтованому гідравлічному приводі двох гідромоторів з пристроєм керування. За номінального навантаження працює лише один з гідромоторів, а інший працює вхолосту. Вмикання другого гідромотора паралельно першому здійснюється за умови певного перевищення навантаження понад номінальне, за допомогою пристрою керування, який виконано на основі клапана непрямої дії, при цьому момент відповідно збільшується, а частота обертання — зменшується. Під час зменшення навантаження нижче заданого рівня, пристрій керування автоматично відмикає другий гідромотор.

На основі початкових даних, заданого режиму роботи конвеєра, тягового розрахунку приводу визначено його кінематичні та силові параметри. Для забезпечення потрібного передавального відношення приводу, з урахуванням технологічних умов його роботи, геометричних розмірів внутрішнього монтажного простору під привід, отримано порівняльні залежності габаритних розмірів різних типів передач відносно передавального відношення за умов однакової несучої здатності, що дало можливість здійснити обґрунтований вибір типу передачі чи передач та кінематичної схеми вмонтованого приводу.

Силові параметри керованого мотор-барабана дали змогу визначити тиск "відкриття", під час якого спрацьовує пристрій керування та вмикається другий гідромотор приводу, а також тиск "закриття", під час якого здійснюється його відмикання. Встановлено співвідношення основних конструктивних параметрів запірних елементів та сідел першого і другого каскадів пристрою керування, які забезпечують заданий режим роботи гідросистеми, а також виведено залежності для визначення жорсткості пружин запірних елементів. Для мінімізації ударної взаємодії запірних елементів першого та другого каскадів під час їхнього спрацьовування наведено рекомендації щодо вибору величин їхніх ходів, а з метою забезпечення потрібної зносостійкості запірних елементів здійснено розрахунок їхніх герметизуючих фасок. Здійснено розрахунок тривалості "відкриття" та "закриття" пристрою керування, які визначаються сумою часу спрацьовування першого та другого каскадів та сумою часу вимикання першого та другого каскадів відповідно.

На основі проведених теоретичних досліджень, результати яких підтверджено експериментально, отримано залежності, які дають можливість встановити параметри, що забезпечують якісні динамічні показники роботи пристрою керування (зону стійкості, залежно від робочої площі дроселя, сумарної жорсткості першого каскаду, величини перерегулювання за тиском, відносного заниження тиску) та приводу в цілому (впливу інерційного навантаження, крутильної жорсткості, об'єму напірних порожнин на нестаціонарні режими роботи).

Запропоновану методику вибору параметрів приводу можна використовувати і в інших гідравлічних приводах різного технологічного призначення, що працюють зі змінними режимами навантаження.

ВМОНТОВАНИЙ ПРИВІД З АВТОМАТИЧНИМ ВМИКАННЯМ ПАРАЛЕЛЬНО ВСТАНОВЛЕНОГО ГІДРОДВИГУНА

DRIVE WITH AUTOMATIC SWITCH-ON OF PARALLELL SET OF HYDRAULIC MOTOR

Леонід Поліщук¹, Євген Харченко², Оксана Адлер¹

¹ Вінницький національний технічний університет, Україна, 21021, м. Вінниця, вул. Хмельницьке шосе, 95; ² Національний університет "Львівська політехніка", Україна, 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 13.

Expedience application of hydraulic drums of motor is set in band conveyor of spreaders. The new construction of mounted drive is resulted with the automatic including of parallel set hydraulic drive.

Робочі органи сільськогосподарських машин, зокрема, транспортери, в різних умовах технологічного циклу можуть сприймати навантаження, величина яких коливається в значних межах. Наприклад, конвеєри буртоукладальної машини під час розвантаження коренеплодів в бункерний пристрій з автотранспорту зупиняються і після його завантаження здійснюється повторний пуск приводу. Під час повторного пуску навантаження може збільшитися в декілька разів порівняно з номінальним. При цьому, в електромеханічному приводі може трапитись поломка, а в гідравлічному — спрацьовують запобіжні засоби гідроавтоматики.

Для підвищення ефективності та надійності таких транспортерів перспективним є застосування гідравлічного вмонтованого приводу, чутливого до навантаження з активним резервуванням крутного моменту.

На кафедрі металорізальних верстатів та обладнання автоматизованого виробництва Вінницького національного технічного університету розроблено низку конструктивних схем вмонтованих гідравлічних приводів з пристроями керування для різних технологічних машин, що працюють зі змінними режимами навантаження на робочому органі. Конструктивні схеми мотор-барабанів з пристроєм керування на основі клапана прямої дії, з двома передавальними механізмами та кінематичним замиканням через приводний вал, з двома передавальними механізмами та кінематичним замиканням через вихідну ланку, вирішують основну задачу автоматичного збільшення крутного моменту зі зростанням навантаження на робочому органі, але містять певні недоліки, що обмежують їхнє використання.

Окрім властивих клапанам прямої дії, через конструктивні особливості згаданих приводів, до них належать підвищені механічні втрати та понижений коефіцієнт корисної дії.

Уникнути чи істотно зменшити ці недоліки можна завдяки використанню вмонтованого гідравлічного приводу з пристроєм керування на основі клапана непрямої дії з автоматичним вмиканням паралельно встановленого гідродвигуна. На рис. 1 наведена конструктивна схема такого приводу.

Керований гідравлічний мотор-барабан містить корпус барабана 1, в який вбудовано привід, виконаний у вигляді двох окремих гідромоторів 2 та 3 і два передавальні механізми, що складаються з ведучих 4 і 8, проміжних 5 і 9 та коронних 6 і 10 шестерень. Корпус барабана 1 встановлено на осі, виконаній з трьох частин 7, 11 та 12. У корпусі другого передавального механізму на підшипниках встановлена ведуча шестерня 8, яка внутрішньою поверхнею центрального отвору вільно із зазором встановлена на зовнішню поверхню циліндричної частини лівої півмуфти 25. Ліва півмуфта 25 своєю внутрішньою поверхнею встановлена через шпонкове з'єднання на валу гідродвигуна 3 з можливістю осьового переміщення. В середині лівої півмуфти 25 виконана розточка, в котру вставлена пружина 23, що лівим торцем через шайбу взаємодіє з правим торцем грибка 29, який встановлено в центральному отворі вказаної півмуфти. Правим торцем пружина 23 через шайбу опирається на стопорне кільце, яке встановлене в розточці зі сторони вала гідродвигуна 3. Ліва торцева поверхня маточини ведучої шестерні 8 жорстко скріплена з торцевою поверхнею правої півмуфти 24, яка разом з лівою півмуфтою 25 утворює фрикційну муфту. Грибок 29 своєю сферичною поверхнею контактує з торцевою сферичною поверхнею плунжера 26, що встановлений у більшому діаметрі центрального східчастого отвору, виконаного в середній частині 7 осі з правого боку. До поверхні меншого діаметра центрального отвору 28, виконаного у середній частині 7 осі, підведено радіальний канал, яким порожнина, утворена вказаним отвором, під'єднана до напірної магістралі гідродвигуна 3. Для підведення і відведення робочої рідини до гідромоторів 2 та 3 в середині лівої та правої частин осей 11 та 12 виконано осьові канали 13 і 14, які за допомогою радіальних каналів 15 та 16, а також трубопроводів 17 і 18 та 19 і 20 з'єднані з робочими камерами гідромоторів 2 і 3. В одному з радіальних каналів лівої частини осі 11, які призначені для підведення робочої рідини до гідромоторів 21 з 3, встановлено пристрій керування 21. Вхід гідромотора 3 при вимкненому пристрої керування 21 з'єднано зі зливом через зворотній клапан 22.



Puc. 1. Конструктивна схема керованого гідравлічного приводу з пристроєм вмикання паралельно встановленого гідродвигуна

Керований гідравлічний мотор-барабан працює таким. При непрацюючому пристрої керування 21, завдяки зворотному клапану 22 робочі камери гідромотора 3 та магістраль 18 знаходяться в середовищі робочої рідини, що поступає на злив, тиск в центральному отворі 28 середньої частини осі 7, що утворює напірну порожнину плунжера 26, відсутній, і під дією пружини 23 через грибок 25 плунжер 26 зміщено вліво до упора з торцевою поверхнею центрального отвору 27 більшого діаметра. Одночасно ліва півмуфта 25 також зміщена вліво і так поверхні тертя фрикційної муфти роз'єднані. Тому вихідний вал гідромотора 3 є нерухомим відносно шестерень другого передавального механізму. Робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані у лівій осі 11, і трубопровід 17 надходить у робочу камеру гідромотора 2. В результаті взаємодії робочої рідини з роторним елементом гідромотора 2 відбувається обертання його вихідного вала, жорстко з'єднаного з швидкохідним валом першого передавального механізму, який за допомогою ведучої шестерні 4 та пари проміжних шестерень 5, котрі є складовою першого передавального механізму, та знаходяться в кінематичному зв'язку з коронною шестернею 6 і приводять останню в рух. Коронна шестерня 6, яка жорстко закріплена на внутрішній поверхні корпуса барабана 1, передає йому обертальний рух відносно складеної осі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідний отвір гідромотора 2, трубопровід 19, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині осі 12, поступає на злив.

Під час спрацювання пристрою керування 21, робоча рідина під тиском через осьовий 13 та радіальний 15 канали, що виконані у лівій осі 11, і трубопровід 18 надходить в робочу камеру гідромотора 3, плунжер 26 під дією стисненої рідини переміщується вправо і притискає ліву півмуфту плавно без удару поверхнею тертя до поверхні тертя правої півмуфти 24, що жорстко

з'єднана з торцевою поверхнею маточини шестерні 8. Таким чином, обертовий момент від вала гідромотора 3 передається шестерні 8, яка приводить у рух другий передавальний механізм. Ведучі шестерні 4 і 8 передавальних механізмів та пари проміжних шестерень 5 і 9, кінематично зв'язані з коронними шестернями 6 та 10, приводять останні в рух. Коронні шестерні 6 і 10, які жорстко закріплені на внутрішній поверхні корпуса барабана 1, передають йому обертальний рух відносно складеної осі. Втративши енергію, робоча рідина через вихідні отвори гідромоторів 2 та 3, трубопроводи 19 і 20 відповідно, радіальний 16 та осьовий 14 канали, виконані у правій частині осі 12, поступає на злив.

Наведена конструкція розроблена для приймального конвеєра буртоукладальної машини К-65М253-К, яка застосовується на цукрових заводах для укладання в бурти цукрових буряків.

СИНТЕЗ ЗАКОНУ РУХУ ХРЕСТА МАЛЬТІЙСЬКОГО МЕХАНІЗМУ ЗІ ЗРІВНОВАЖЕНИМ ХРЕСТОМ

SYNTHESIS OF MOVEMENT LAW OF COMBINED MALTESE CROSS MECHANISM WITH BALANCING

Олександр Полюдов, В'ячеслав Пасіка

Українська академія друкарства, Україна, 70020, м. Львів, вул. Підголоском,19.

In article the maltese mechanism with a balanced cross is examined. The balance system consists from additional two gear-wheels and spring. Such the balance system does possible the complete balancing of cross motion cycle laws. The cross motion law is synthesized which provides balancing of the cross.

У доповіді розглядається мальтійський механізм зі зрівноваженим хрестом. Зрівноважувальна система складається з додаткових двох зубчастих коліс і пружини. Така зрівноважувальна система уможливлює повне зрівноваження циклоїдних законів руху хреста. Синтезується закон руху хреста, який забезпечує зрівноважування хреста.

Комбінований мальтійський механізм з додатковою зрівноважувальною системою містить пару зубчастих коліс z_2 , z_8 і пружину розтягу *DE* (див. рис. 1). Зубчасте колесо z_2 жорстко посаджене на вал хреста, а пружина одним кінцем кріпиться до стояка в точці *E*, а другим — до зубчастого колеса z_8 в точці *D* з радіусом обертання $r_D = l_{DE}$. Такою зрівноважувальною системою можна повністю зрівноважувати симетричні циклоїдні закони руху хреста.

Для циклоїдних законів руху за один поворот водила колесо z_8 повинно зробити повний оберт. При цьому, в момент початку руху хреста точка кріплення пружини D повинна знаходитись на промені, який проходить крізь точки E і C вище точки C.

Зрівноважувальна система працює так. На стадії розгону хреста момент сил інерції M_{S_2} діятиме на хрест проти його руху. На цій стадії пружина з вертикального положення відхилиться вліво і створить момент M_{Π} , який діятиме в напрямі обертання колеса z_8 (цей випадок зображений на рис. 1). Коли осі водила і паза хреста збіжаться з віссю *OB*, точка *D* повинна знаходитись на прямій *CE* нижче точки *C*. При цьому хрест і колесо z_2 повернуться на кут $\varphi_{2\Sigma}/2$, а колесо z_8 зробить пів оберту. Для забезпечення такого співвідношення потрібно, щоб передавальне число між зубчастими колесами становило $i = \varphi_{2\Sigma}/(2\pi) = 1/z$. На стадії вибігу момент M_{S_2} діє за рухом обертання колеса z_2 , а пружина буде відхилена вправо від осі *CE* і створить момент M_{Π} у протилежному до обертання колеса z_8 напрямку. Таким чином, при повороті хреста момент сил пружності пружини M_{Π} весь час діє проти моменту сил інерції M_{S_2} .


Рис. 1. Зрівноважувальна система комбінованого мальтійського механізму: а — комбінований мальтійський механізм зі зрівноважувальною системою; б — до визначення деформації пружини

Задача зводиться до синтезу такого моменту сил інерції (закону руху хреста), при якому для будь-якого кута повороту хреста зберігатиметься рівність

$$M_{S_2} = M_{\Pi}, \tag{1}$$

де
$$M_{s_2} = I_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2}$$
; $M_{\Pi} = cbr_D \sin(z\varphi_2) \left[\frac{r_D + \Delta l_{\Pi 0} - b}{\sqrt{r_D^2 + b^2 + 2r_D b \cos(z\varphi_2)}} + sign(b - r_D) \right]$; I_2 — момент інерції

зведених до хреста мас відносно осі обертання хреста; ϕ_2 — кут повороту хреста; c — жорсткість пружини; z —кількість пазів на хресті; $\Delta l_{\Pi 0}$ — початковий розтяг пружини.

Диференціальне рівняння, з якого визначаємо потрібний кут повороту хреста при якому інерційні навантаження будуть відсутні, набуває вигляду

$$\frac{d^2\varphi_2}{dt^2} - \frac{cbr_D}{I_2}\sin\left(z\varphi_2\right)\left[\frac{r_D + \Delta l_{\Pi 0} - b}{\sqrt{r_D^2 + b^2 + 2r_D b\cos\left(z\varphi_2\right)}} + sign\left(b - r_D\right)\right].$$
(2)

Кут повороту хреста поданий в інваріантному вигляді $\varphi_2 = a_k \varphi_{2\Sigma}$, де a_k — інваріант переміщення хреста. Ввівши нову змінну $k = \varphi_1 / \varphi_{1\Sigma}$ і нові безрозмірні позначення $\mu_{rD} = r_D / d_8$,

 $\mu_d = \Delta l_{\Pi 0} / d_8$, $\mu_b = b / d_8$, де $0 \le \varphi_1 \le \varphi_{1\Sigma}$, d_8 — ділильний діаметр зубчастого колеса z_8 , отримуємо диференційне рівняння (2) в інваріантному вигляді

$$\frac{\ddot{a}_{k}}{\sigma_{2\Sigma}} - \frac{\phi_{1\Sigma}^{2}}{q_{2\Sigma}} \frac{c}{I_{2}\omega_{1}^{2}} \mu_{b} \mu_{rD} \sin\left(z \, a_{k} \phi_{2\Sigma}\right) \left(\frac{\mu_{rD} - \mu_{b} + \mu_{d}}{\sqrt{\mu_{b}^{2} + \mu_{rD}^{2} + 2\mu_{b} \mu_{rD} \cos\left(z \, a_{k} \phi_{2\Sigma}\right)} + sign\left(\mu_{b} - \mu_{rD}\right) \right) = 0$$

-

Величина $c/I_2\omega_1^2$ є сталою для конкретного механізму і визначена з рівності максимумів максимальних кінетичної і потенційної енергій $c/I_2\omega_1^2 = (B\,\phi\Sigma)^2/[\phi_{1\Sigma}(2r_D + \Delta l_{\Pi 0})]^2$, де *B* — константа швидкості хреста. З останнім зауваженням диференціальне рівняння відносно інваріанта переміщення хреста набуває вигляду

$$\overset{"}{a_k} - \frac{2\pi}{z} \left(\frac{B}{2\mu_{rD} + \mu_d} \right)^2 \mu_b \mu_{rD} \sin\left(z \, a_k \phi_{2\Sigma}\right) \left[\frac{\mu_{rD} - \mu_b + \mu_d}{\mu_{II}} + sign\left(\mu_b - \mu_{rD}\right) \right] = 0$$

У доповіді наводяться результати теоретичних досліджень впливу параметрів механізму мальтійського хреста і зрівноважувальної системи на екстремальні значення кутів тиску і радіусів кривини нерухомого кулачка. Показано перспективність запропонованої зрівноважувальної системи для широкого спектру мальтійських механізмів.

АДАПТИВНЕ КЕРУВАННЯ РУХОМ РОБОЧОГО ОРГАНА МАНІПУЛЯТОРА ПО ОПТИМАЛЬНИХ ТРАЄКТОРІЯХ

ADAPTIVE CONTROL OF THE MANIPULATOR END-EFFECTOR MOVEMENT ON THE OPTIMUM TRAJECTORIES

Олександр Поляков¹, Марина Колесова¹, Петро Штанько²

 Севастопольський національний технічний університет 99053, вул. Студентська, 33, Севастополь, Україна;
 ² Запорізький національний технічний університет, Україна, 69063, м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 64.

The task of the adaptive control of manipulator end-effector movement on trajectories, optimized according to criteria of the minimum work and the minimum change of the torques in joints is solved. At the solve of the inverse kinematics problem, the criterion of the minimum discomfort is used. The received results are illustrated by a number of examples. It is shown that the laws of controls have essential distinctions at different strategies and criteria of quality of an object movement.

Задача керування рухом робочого органа в робочому просторі багатоланкового маніпулятора, що володіє кінематичною надмірністю, має множину розв'язків, і вибір одного з них пов'язаний з врахуванням множини критеріїв. Деякі критерії дають можливість вибрати єдину, з множини можливих, траєкторію, що з'єднує довільну початкову точку робочої зони з якою-небудь кінцевою. Інші потрібні для вибору бажаних конфігурацій маніпулятора при русі робочого органа по заданій траєкторії і, таким чином, дають можливість отримувати однозначні розв'язки зворотної задачі кінематики в довільний момент часу. І, нарешті, закони керування двигунами також повинні задовольняти критерії якості, які визначають стратегію керування. Слід зазначити, що деякі критерії

можуть бути й суперечливими. Так, наприклад, переміщення робочого органа від точки до точки по заданій траєкторії не завжди оптимальні з погляду максимальної швидкодії або мінімальних витрат енергії і т. д.

Припустимо, що за допомогою маніпулятора з обертальними кінематичними парами, що має антропоморфну структуру, потрібно відносно швидко перемістити об'єкт з початкової точки робочої зони в кінцеву. Тоді, один з можливих варіантів стратегії керування може бути обраний на підставі аналізу даних про характер і властивості рухів кінцівок людини при виконанні подібних операцій, які вважатимемо оптимальними. Кінематика й динаміка таких рухів досить точно описується на основі критерію мінімальної зміни обертальних моментів τ, У зчленуваннях ланок:

 $K_1 = \frac{1}{2} \int_{0}^{t_k} \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{d\tau_i}{dt} \right)^2 dt \rightarrow min$, (*n* — кількість ступенів вільності маніпулятора) [1]. Однак, як показано

в [2], енергетичні витрати при цьому не є мінімально можливими. Наприклад, при використанні критерію мінімальної сумарної роботи $K_2 = \int_{t_0}^{t_k} \sum_{i=1}^n \tau_i \frac{d\varphi_i}{dt} dt \to min$, (φ_i — узагальнені координати

маніпулятора), вони помітно менша.

Для однозначного визначення конфігурацій антропоморфного маніпулятора з надлишковою рухливістю можна використати обгрунтований з біомеханічної точки зору критерій мінімального дискомфорту [3]:

$$K_3 = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^{m} \left[\gamma_i \Delta \varphi_i^{norm} + G \times QU_i + G \times QL_i \right] \rightarrow min ,$$

e
$$QU_{i} = \left[0.5 \sin\left(\frac{5.0(\varphi_{i}^{U} - \varphi_{i})}{\varphi_{i}^{U} - \varphi_{i}^{L}} + 1.571\right) + 1\right]^{100}; \qquad QL_{i} = \left[0.5 \sin\left(\frac{5.0(\varphi_{i} - \varphi_{i}^{L})}{\varphi_{i}^{U} - \varphi_{i}^{L}} + 1.571\right) + 1\right]^{100};$$

 $\Delta \varphi_i^{norm} = \frac{\varphi_i - \varphi_i^N}{\varphi_i^U - \varphi_i^L}; \quad \varphi_i, \varphi_i^N, \varphi_i^U, \varphi_i^L - \text{поточне, нейтральне, найбільше й найменше значення}$

узагальненої координати, відповідно; γ_i — вагові коефіцієнти; G — деяка константа.

Критерій К₃ забороняє маніпулятору приймати "дискомфортні" конфігурації, що характеризуються близькістю хоча б однієї з узагальнених координат до свого граничного значення. Очевидно, при плануванні траєкторії робочого органа подібним чином можуть бути взяті до уваги й інші критерії.

Динаміка маніпулятора описується таким нелінійним диференціальним рівнянням:

$$M(\Phi)\Phi + N(\Phi,\Phi) + G(\Phi) + H(\Phi) = T(t), \tag{1}$$

де $\Phi, \dot{\Phi}, \ddot{\Phi}, T(t)$ — *n*-мірні вектори-стовпці узагальнених координат, швидкостей, пришвидшень та обертальнх моментів у з'єднаннях ланок відповідно; $M(\Phi)$ — симетрична позитивно визначена матриця інерції розміром $n \times n$; $N(\Phi, \Phi)$, $G(\Phi)$, $H(\Phi) = n$ -мірні вектори-стовпці: моментів, обумовлених силами Коріоліса й відцентровими силами, гравітаційним навантаженням і тертям відповідно. За потреби коефіцієнти рівняння можуть бути модифіковані з урахуванням ваги об'єкта, переміщуваного в робочому просторі.

Застосовуючи до (1) один з критеріїв (K_1, K_2 або який-небудь інший) отримаємо систему диференціальних рівнянь Эйлера-Пуасона, розв'язком якої (з урахуванням К₃ або подібними критеріями) є вектор-стовпець узагальнених координат $\Phi(t)$ у вигляді функцій часу, які однозначно визначають бажану траєкторію руху. Підстановка цього вектора і його похідних в (1) дає можливість визначити вектор обертальних моментів T(t), що реалізують отриману траєкторію.

Отримані розв'язки приводять до реалізації рухів ланок маніпулятора подібних до рухів кінцівок людини, при цьому не потрібно розв'язувати зворотну задачу кінематики.

Вважатимемо вектори $\Phi_e(t) = \Phi(t)$ і $T_e(t) = T(t)$ еталонними при реалізації переміщень робочого органа від початкової точки до кінцевої. Подальший процес розв'язування поставленої задачі зводиться до синтезу адаптивної системи керування, незалежної від можливої зміни параметрів маніпулятора й ваги об'єкта, що дає змогу найточніше відстежувати еталонну траєкторію. У ній використається інверсія маніпулятора як регулятор прямого каналу керування, на вхід якого подаються сигнали, що характеризують задану траєкторію.

Результати моделювання роботи адаптивної системи керування проілюстровані на прикладі плоского триланкового маніпулятора при русі ланок у горизонтальній і вертикальній площинах і свідчать про її ефективність та якість.

1. Uno Y. Formation and control of optimal trajectory in human multijoint arm movement — minimum torquechange model / Y. Uno, M. Kawato, R. Suzuki // Biological Cybernetics. —1989. — Vol. 61. — P.89—101. 2. Kolesova M.A. Planning of the manipulator end-effector trajectory by synergetic criterion / M.A. Kolesova, A.M. Plyakov, M.I. Kalinin // A proceedings volume from the 5-th IFAC workshop DECOM-TT 2007. — Cesme-Izmir, Republic of Turkey, 2007. — P. 185—190. 3. Marler R.T. A new discomfort function for optimization-based posture prediction / R.T. Marler, S. Rahnatalla, M Shanahan, K. Abdel-Malek // SAE Human modeling for design and engineering conference. — Iowa sity: Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, June 2005.

НАВАНТАЖУВАЛЬНА ЗДАТНІСТЬ НОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

LOAD CAPACITY OF NEW TOOTHED GEARINGS

Олексій Попов, Юрій Кіпрєєв, Олександр Медведовський

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, Україна, 54025, м. Миколаїв, проспект Героїв Сталінграду, 9.

New toothed gearings with two-, three-, four spot tooth system and with parallel axes of gear and pinion consisting of two rigidly connected gear separated by groove are being investigated. It has been determined by calculation that load capacity of proposed constructions 1,6 ... 2,1 times as much of that of traditional gears with tooth system.

З розвитком загального спеціального машинобудування роль зубчастих передач, що трансформують механічну енергію за частотою обертання і переданими силами не зменшується, як іноді здається, а усе більше і більше зростає. При цьому проблеми підвищення навантажувальної здатності за контактними напруженнями, поліпшення вібраційних характеристик і зниження габаритних показників є актуальними, і від їхнього розв'язання залежить розвиток сучасного редукторобудування.

Для успішного вирішення зазначеної проблеми потрібні пошуки нових технічних рішень на основі існуючих традиційних зубчастих передач з лінійною системою зачеплення евольвентних зубів. Одним з напрямів вирішення зазначеної проблеми є створення зубчастих передач з точковою і дво-(рис. 1,a), три- та чотириточковою системами зачеплення зубів, запропоновані та запатентовані авторами.

При цьому, точкове зачеплення здійснюється за рахунок поздовжньої модифікації зубів шестерні або колеса одночасно, виходячи з нормального ($h_a = m$; $\alpha_w = 20^\circ$) або "глибокого" ($h_a = 1,25m$; $\alpha_w = 17,5^\circ$) профілів зубів, де h_a — висота головки зуба; m — модуль зачеплення; α_w — кут зачеплення.

У результаті виконаних досліджень встановлено, що точковий контакт зубів можливий не тільки за рахунок поздовжньої модифікації зубів, але й внаслідок зачеплення прямих евольвентних зубів циліндричного колеса з евольвентними зубами конічної шестерні, яка характеризується дуже малими величинами кутів ділильних конусів.

На підставі сказаного в доповіді вперше розглядається зубчаста передача з паралельними осями (рис. 1,*б*), що складається з прямозубого зубчастого колеса і шестерні, що складається з двох конічних коліс, жорстко зв'язаних один з одним і розділених між собою канавкою. При цьому звуження кругових зрізаних конусів здійснюється назустріч один одному.



Рис. 1. Зубчаста передача з двоточковою системою зачеплення зубів (a) та зачеплення з паралельними осями прямозубого зубчастого колеса і шестерні (б), що складається з двох конічних коліс

Стосовно до розглянутої зубчастої передачі в якості розрахункової виступає модель контакту двох пружно стиснутих циліндрів з перехресними осями, які за відсутності навантаження характеризуються точковим контактом. У процесі навантаження точка перетвориться в еліптичну площадку контакту розміром $\pi b_0 b_{\kappa}$, де b_0 , b_{κ} — мала і більша півосі еліпса.

Для знаходження максимальних контактних напружень σ_{max} і параметрів b_0 , b_{κ} при коефіцієнтах Пуасона $v_1 = v_2 = v = 0,3$ і модулях пружності $E_1 = E_2 = E$ використовуються отримані рівняння, які мають вигляд:

$$\sigma_{\max} = 0.262\sqrt[3]{\frac{k\theta(\theta+1)^2 E^2 F_n}{\rho_w^2}}; \ b_0 = 0.954\sqrt[3]{\frac{k\theta\rho_w F_n}{(\theta+\nu)E}}; \ b_\kappa = 0.954\sqrt[3]{\frac{k\rho_w F_n}{\theta^2(\theta+\nu)E}}$$

де θ — кут початкового (ділильного) конуса; F_n — нормальна сила в зачепленні; ρ_w — наведений радіус кривини бічних профілів зубів у полюсі зачеплення; k = 1,04...1,08 — коефіцієнт перевантаження.

Виходячи з умови $b_{\kappa} = b_m/2$, кут θ визначається при розв'язанні рівняння $\frac{1,908}{b_m} \sqrt[3]{\frac{k\rho_w F_n}{\theta^2 (\theta + v)E}} = 1$, де $b_m = (b_w - a)/2$ — довжина твірної зуба; b_w — ширина зубчастого вінця; a = 8...10 мм — ширина кільцевої канавки.

Розрахункові дані розглянутих передач вказують на те, що їхня навантажувальна здатність за контактними напруженнями приблизно в 1,6 ... 2,1 рази вища, ніж у традиційних зубчастих передач з лінійним зачепленням зубів. Крім цього, наявність двоточкового зачеплення зубів дає змогу на 8 ... 10 дБ знизити шум розроблених зубчастих передач.

На закінчення слід зазначити, що розроблені зубчасті передачі не мають аналогів у сучасному редукторобудуванні.

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ НОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ТОРЦЕВИХ УЩІЛЬНЕНЬ

TECHNIQUE OF EXPERIMENTAL RESEARCH OF NEW FASE SEALS CONSTRUCTIONS

Ігор Похильчук, Володимир Стрілець

Національний університет водного господарства та природокористування, Україна, 33000, м. Рівне, вул. Соборна, 11.

The article gives technique of experimental determination of dependences of losses of closed liquid through new constructions of fase seals with active lead away of closed liquid.

Розглядаються нові конструкції торцевих ущільнень (патенти України: N33444, N35430, N35471, N41521A, N44677, N48656, N49276, N49305, N49473 і N52228; патенти РФ: N2118729, N2132504, N2140031, N2145020, N2146023 і N2180415), в яких витікаюча через стик пари тертя рідина вловлюється кільцевою канавкою, виконаною на торці рухомого кільця, і через осьові канали та радіально розміщені порожнини повертається в ущільнену порожнину. Теоретичні дослідження цих торцевих ущільнень показали, що найбільший вплив на величину втрат ущільненого середовища спричиняють: перепад тиску на вході в осьові канали (тиск в кільцевій канавці) і на виході з ущільнення в ущільнену порожнину (тиск в радіальних порожнинах) та кутова швидкість обертовго кільця. Ці теоретичні дослідження потребують експериментальної перевірки.

Розроблена методика експериментальних досліджень дає змогу визначити закономірності втрат через торцеві ущільнення з активним відводом ущільненого середовища зі стику пари тертя та фактори, що впливають на ці втрати.

Для проведення еспериментальних досліджень та підготовки до експлуатації торцевих ущільнень була розроблена і виготовлена швидкоз'ємна головка для випробовування та припрацювання торцевих ущільнень.

Швидкоз'ємна головка для випробовування і припрацювання торцевих ущільнень працює так. При обертанні вала 9 обертається рухома втулка 8 через шпонку 10, а з нею і обертове кільце тертя 7. Ущільнена рідина, що знаходиться під тиском, намагається через стик між обертовим 7 і необертовим 6 кільцями тертя проникнути назовні і вловлюється кільцевою канавкою 17. Крім цього, у кільцеву канавку під тиском поршня 34 з ємності 30 через патрубок 29 подається індикаторна рідина 31. Під дією відцентрової сили, яка виникає в радіальному каналі, рідина з кільцевої канавки повертається в ущільнену порожнину 4. Момент витікання рідини з радіального канала фіксується через окуляр 36. При цьому фіксується кутова швидкість, тиск та втрата рідини відомими електронними та візуальними пристроями. За кількістю рідини, яка витікає через патрубок 29 судять про ефективність роботи торцевого ущільнення.

Швидкоз'ємна головка для випробовування і припрацювання торцевих ущільнень встановлюється на стенді, за допомогою якого можна проводити експериментальні дослідження та використовувати його для припрацювання пар тертя в лабораторних та виробничих умовах. Крім цього, за допомогою стенда можна змінювати умови дослідження торцевих ущільнень.

Межі параметрів, при яких застосовується стенд, є такими: кількість одночасно працюючих пар торцевих ущільнень — від 1 до 4; робоча кутова швидкість робочих кілець — 5...470 с⁻¹; робочий тиск ущільненої рідини — 0,5...10,0 МПа; максимальний тиск ущільненої рідини — 14 МПа; робоча температура ущільненої рідини — до 150 °C; робоча рідина — вода, мастило И-40, сира нафта.

Робота стенда. На вали встановлюють швидкоз'ємні робочі головки. До них приєднують систему подачі-зливу рідини: рукави високого тиску через штуцер-клапани 5 і 37 (див. рис. 1) та вимірювальну апаратуру. Після встановлення всіх робочих головок на стенд підбирається кутова швидкість обертання валів за допомогою переставляння пасів на шківах. Залежно від програми дослідження в певній послідовності вмикається електродвигун М1 приводу насоса або електродвигун М2 приводу робочих головок. За допомогою автотрансформатора плавно підбирається кутова швидкість вала двигуна М2 до заданої, що контролюється вольтметром.

За допомогою розподільника вмикаються та вимикаються відповідні робочі головки. Для кожної окремої головки за допомогою регулювальних дроселів встановлюються задані витрати рідини та тиск, який вимірюється манометром і може плавно змінюватись у процесі дослідження.



Рис. 1. Швидкоз'ємна головка для випробовування і припрацювання торцевих ущільнень

При демонтажу робочої головки, вона спорожнюється вмиканням розподільника "на зливання". При проведенні експериментальних досліджень використовувалися моделі нових конструкцій торцевих ущільнень з активним відводом ущільненого середовища зі стику, пари тертя виконані зі сталі 35ХГСА та бронзи БрАЖ 9-4. Вимірювання тиску ущільненого середовища на вході в осьові канали (тиск у кільцевій канавці) проводилось за допомогою стрілкового манометра МТИ 1246. Тиск на виході з ущільнення в ущільнену порожнину (тиск в радіальних порожнинах) вимірювався за домопогою манометра МО 11202. Вимірювання кутової швидкості рухомої втулки з обертовим кільцем при дослідженнях проводилися за допомогою механічного тахометра. Вимірювання втрат рідини проводилося за допомогою механічного тахометра. Вимірювання втрат рідини проводилося за допомогою механічного тахометра. Вимірювання втрат рідини проводилося за допомогою мірних посудин (в конструкції робочих головок пердбачено патрубок 27 (див. рис. 1) для відведення ущільненого середовища, яке просочується назовні через торцеве ущільнення у мірні посудини). При проведенні досліджень вимірювання втрат проводилося протягом заданого проміжку часу (до 5000 год). Факт повернення ущільненого середовища з радіальних каналів торцевого ущільнення в ущільнену порожнину фіксувався за допомогою оглядового окуляра 36 (див. рис. 1) та індикаторної рідини.

Експериментальні дослідження проводилися в три етапи. На першому етапі досліджень проводилось припрацювання торцевих ущільнень: притирання кілець на притиральній плиті з подальшим припрацюванням у робочій головці при низькому тиску (0,25 — 0,3 МПа) ущільненого середовища.

На другому етапі проводились пошукові серії вимірювань (понад 30 вимірювань) та визначалась мінімальна кількість вимірювань (23 рівноточних вимірювання з гарантованою імовірністю $P_a = 0.95$) для отримання задовільних результатів.

На третьому етапі проводилась потрібна кількість вимірювань втрат ущільненого середовища при вибраних межах зміни факторів, що впливають на величину цих втрат (тиск в ущільненій порожнині: 4 — 6 МПа; кутова швидкість: $100 - 470 \text{ c}^{-1}$).

У процесі експерименту вимірювання проводилисьвідповідно до запропонованої методики.

Дослідження показали, запропонована методика дає можливість виявити вплив конструктивних, експлуатаційних і технологічних факторів на закономірність втрат ущільненого середовища і адекватність математичної моделі реальним процесам.

ОПТИМІЗАЦІЯ РОЗМІРІВ САМОЗАТЯЖНОГО КІЛЬЦЯ В АВТОМАТИЧНО РЕГУЛЬОВАНІЙ ПАСОВІЙ ПЕРЕДАЧІ

OPTIMIZATION OF SIZES OF THE ITSELF DRAG RING IN THE AUTOMATICALLY REGULATED BELT DRIVE

Ростислав Предко

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

The recommendations for definition of the sizes of a ring in automatically regulated belt drive are offered. The optimization by criteria of the minimum sizes, minimum tensions and on a condition of assembly is executed.

Схема автоматично регульованої пасової передачі зображена на рис. 1. Така пасова передача складається з ведучого ролика, що має діаметр d_0 , самозатяжного кільця, яке розташоване на ролику, та веденого шківа з діаметром d_2 . Самозатяжне кільце і ведений шків передачі охоплені привідним клиновим пасом. Під час роботи пасової передачі здійснюється автоматичне регулювання пружного натягу привідного паса залежно від величини його корисного навантаження.



У цьому дослідженні розглянуті питання визначення розрахункових діаметрів самозатяжного кільця за умовою забезпечення належної тягової здатності автоматично регульованої Розрахунковими передачі. € такі діаметри кільця: d — діаметр робочої поверхні кільця для контактування з роликом; d₁ — діаметр робочої поверхні для контактування з привідним пасом; d_е — внутрішній діаметр кільця, що визначає можливість його встановлення

Рис. Розмірні параметри АРПП з самозатяжним кільцем.

на нерозбірному ролику ($d_e > d_0$). Розрахункові діаметри кільця повинні забезпечувати кінематичні параметри передачі, такі як передавальне відношення $u = u_1 u_2 = dd_2 / (d_0 d_1) = d_2 / (\delta d_0)$, а також потрібну тягову здатність пасової передачі.

Належна тягова здатність пасової передачі, яка забезпечується відповідним вибором розрахункового коефіцієнта тяги [ϕ], може бути досягнута при різних значеннях співвідношень діаметрів ролика, кільця і веденого шківа, зокрема, вона істотно залежить від $u_1 = d/d_0 = d_1/(\delta d_0)$.

Оскільки задача вибору діаметрів самозатяжного кільця не розв'язується однозначно, то існує можливість їхнього визначення за певними критеріями, які можуть бути поставлені до пасової передачі. Такими критеріями вибрані: можливість встановлення самозатяжного кільця на нерозбірний ролик ($d_e > d_0$), мінімальні габарити передачі ($d = d_{min}$), найменше сумарне напруження у привідному пасі, яке впливає на розрахунковий ресурс роботи паса.

Оптимізацію розмірів самозатяжного кільця здійснено на прикладі клинопасової автоматично регульованої передачі. Для різних типів перерізів клинових пасів і рекомендованих віддалей між осями валів передачі встановити самозатяжне кільце на нерозбірний ролик можливо, якщо $u_1 \ge 1,7$. Самозатяжне кільце має найменший діаметр $d = d_{min}$, якщо $u_1 = 2$ для передавання пасовою передачею заданої потужності при заданій кутовій швидкості ролика. Сумарне максимальне напруження у привідному пасі зменшується при менших значеннях u_1 , тобто воно є найменшим при $u_1 = 1,7$.

Таким чином, самозатяжне кільце у клинопасовій автоматично регульованій передачі набуде оптимальних розмірів, якщо $1,7 < u_1 < 2$. Для конкретизації вибору u_1 треба дійти компромісу, що є важливішим — габарити пасової передачі чи ресурс роботи привідного паса. Якщо пасова передача буде експлуатуватись з тривалими перервами, то слід приймати $u_1 = 2$, а для пасових передач, що експлуатуються неперервно, треба надавати перевагу $u_1 = 1,7$.

ПОШУКОВЕ КОНСТРУЮВАННЯ ТОНКОСТІННИХ НЕСУЧИХ СИСТЕМ МОБІЛЬНОГО СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО МАШИНОБУДУВАННЯ

CONSTRUCTING OF RESEARCHING OF THE THIN-WALLED BEARING SYSTEMS OF AGRICULTURAL MOBILE MACHINES

Тимофій Рибак, Микола Підгурський, Микола Сташків, Олександр Ферендюк

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна, 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56. The universal measuring system is developed for research of loading of mobile machines. The field tests are conducted for the estimation of the exploitation loading of harvester beet combines. Directions of increase of resource of work of the bearings systems are offered.

Концепція пошукового конструювання мобільних машин, зокрема сільськогосподарських, з прогнозуванням їхнього ресурсу роботи досягає істотного ефекту при вирішенні на належному рівні таких експериментально-аналітичних задач: створення моделі напружено-деформівного стану (НДС) конструкції; прогнозування надійності конструкції за її НДС.

Однією з найскладніших дослідницьких проблем є визначення динаміки навантаженості машин при їх експлуатації на найхарактерніших рельєфах і у різних кліматичних зонах.

У Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя (ТДТУ) розроблено та вдосконалено динамометричні пристрої та вимірювальну апаратуру, що забезпечують проведення комплексних досліджень складних механічних структур в реальних умовах експлуатації.

Універсальна вимірювальна система (УВС) (рис. 1) складається з комплекту різноманітних давачів (тензорезистори, давачі кутових швидкостей, віброакселемометри, динамометричні пристрої та ін.), які безпосередньо кріпляться у вузлах та конструкціях машини, універсальної реєструючої системи, що забезпечує підсилення, фільтрацію, реєстрацію статодинамічних сигналів та пакета прикладних програм для забезпечення функціонування системи та статистичного оброблення отриманих даних.



Рис. 1. Принципова схема УВС для дослідження динаміки навантаження мобільних машин

Система має 8 каналів, які працюють з окремими аналого-цифровими перетворювачами (АЦП), що дають можливість здійснювати вимірювання з частотою до 2000 Гц. Фактично, ця система перекриває повністю діапазон задач електричних вимірювань механічних величин. АЦП синхронізовані, щоб гарантувати одночасне вимірювання всіма каналами. Процес керування блоком та оброблення отриманої інформації виконується комп'ютером за допомогою розробленого пакета прикладних програм. Система працює як в режимі безпосереднього керування за допомогою портативного комп'ютера (як і зарубіжні аналоги), так і автономно. У цьому випадку попереднє задання режимів роботи і зчитування інформації здійснюється через стандартний інтерфейс за допомогою зовнішнього комп'ютера на мікрокомп'ютер, що знаходиться у вимірювальному блоці.

Із застосуванням УВС проведено дослідження характеру навантаження несучих систем та експериментальну оцінку НДС (методом тензометрування) в зонах переходу від плоскої до просторової частин рамних конструкцій бурякозбиральних комбайнів КС-6Б-10 та КБС-6 "Збруч" і

для порівняння — дослідження НДС несучої балки хребтового типу комбайна Holmer Terra Dos. Досліджувалось також експлуатаційне навантаження штангових обприскувачів. На основі отриманих даних проведено аналіз НДС рамних конструкцій мобільної сільськогосподарської техніки. Проведено порівняння отриманих результатів з даними експериментальних досліджень.

Задачу раціонального проектування конструктивних структур досліджено з позицій фізичної теорії надійності, в якій підтримання роботоздатності системи і можливість виникнення відмов (розвитку тріщин у зварних вузлах) розглядають як результат взаємодії між системою і зовнішніми впливами (експлуатаційним навантаженням, технологією виготовлення, дефектністю конструкції та ін.). Зважаючи на характер відмов, оцінку роботоздатності несучих систем проведено з позицій механіки руйнування. Оптимізація за тріщиностійкістю елементів вузлів конструкцій зведена до задачі максимізації ресурсу роботи системи за рахунок мінімізації напружень шляхом вибору поперечних перерізів з раціональною металоємністю.

Руйнування рамних систем мобільних машин виготовлених з тонкостінних елементів різноманітного поперечного перерізу з великою кількістю зварних швів є багатофакторним явищем. Зокрема, у зв'язку зі стохастичною природою зародження і розповсюдження тріщин, аналітичні моделі вносять великі похибки при прогнозуванні надійності зварних з'єднань. Тому для уніфікації початкової стадії зародження і розвитку тріщини при розрахунку довговічності запропоновано концепцію наявності в зварному елементі умовної початкової тріщини. У відповідності до цієї концепції розроблено математичну модель зародження і розповсюдження поверхневої тріщини, яка враховує випадкову геометрію зварних швів, різноманіття дефектів і їхніх початкових розмірів (саме від цих факторів залежить період зародження тріщини) і їх об'єднання (від цього фактора залежить імовірнісна природа розвитку тріщини).

Ресурс роботи конструкцій визначали залежністю

$$\tau = \frac{N_P}{\omega},\tag{1}$$

де ω — середня частота навантаження при експлуатації, цикл/с.

Кількість циклів навантаження N_p елемента з тріщиною визначали як суму циклів навантаження N_{p_1} при рості поверхневої півеліптичної тріщини і циклів навантаження N_{p_2} при розвитку наскрізної тріщини до критичної довжини:

$$N_{p} = N_{p_{1}} + N_{p_{2}} = \int_{a_{o}}^{a_{k}} \frac{da}{C_{i} \left(K_{1,nos}\right)^{n_{i}}} + \int_{l_{o}}^{l_{k}} \frac{dl}{C_{i} \left(K_{1,c\kappa p}\right)^{n_{i}}}, \qquad (2)$$

де a_o , a_κ — початковий і граничний розміри півосі поверхневої півеліптичної тріщини, м; l_o , l_κ – початковий і граничний розміри наскрізної тріщини відповідно, м.

Граничний розмір наскрізної тріщини, що поширюється в елементі багаторазово статично невизначеної рамної системи, приймали рівним 40 % від площі поперечного перерізу або з умови $K_{I,c\kappa p} < K_{fc}$, де K_{fc} — циклічна в'язкість руйнування; $K_{1,noo}$, $K_{1,c\kappa p}$ — коефіцієнти інтенсивності напружень у найглибшій точці, а поверхневої тріщини та вершині наскрізної тріщини з довжиною l, МПа \sqrt{M} ; C_i , n_i — параметри КДВР (константи матеріалу зони термічного впливу зварного шва).

Проведено розрахунок ресурсу кількох варіантів рамних конструкцій бурякозбиральних комбайнів, запропоновано конструктивні зміни (патент UA25520), що розосереджують силові потоки у найнавантаженіших вузлах рам. Запропоновано варіант рамної конструкції, оптимізованої за металомісткістю і ресурсом роботи.

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНИХ ПЕРЕДАЧ З ПРИСТРОЄМ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ШВИДКІСТЮ

COMPUTER DISIGHNING OF THE DIFERENTIAL GEARS WITH THE DEVICE FOR SPEED MANAGEMENT

Олег Стрілець

Національний університет водного господарства та природокористування, Україна, 33000, м. Рівне, вул. Соборна, 11.

Single and multi-step differential gears with the device for the management of speed changes in the form of closed hydraulic system are considered. A short description of the known method of threedimensional solid modeling in the system COMPASS - 3D is given. The constructions are described and three-dimensional models of differential gears with a device for the management of speed changes are received.

Розглядаються одно- і багатосходинкові зубчасті диференціальні передачі з пристроями у вигляді замкнутих гідросистем, розроблені на рівні корисних моделей (патенти України на корисні моделі: №№11121, 18514, 18587). Оскільки зубчасті диференціальні передачі мають два ступені вільності, то це дає можливість плавно керувати зміною швидкості веденої ланки за рахунок зміни швидкості однієї з ведучих ланок. Зубчаста диференціальна передача складається із сонячного зубчастого колеса, сателітів, зубчастого колеса — епіцикла і водила, розміщених у корпусі. На корпусі закріплений пристрій для керування зміною швидкості у вигляді замкнутої гідросистеми з можливістю взаємодії з зубчастим колесом — епіциклом, або водилом, або сонячним зубчастим колесом через зубчасту передачу. Замкнута гідросистема складається з шестеренчастого гідронасоса, трубопроводів, регулювального дроселя, зворотного клапана і бачка з рідиною. Керування зміною швидкості здійснюється за рахунок дроселювання рідини, яка рухається в замкнутій гідросистемі. Ланка (зубчасте колесо — епіцикл, або водило, або сонячне зубчасте колесо) з якою зв'язана через зубчасту передачу замкнута гідросистема, приводить у рух шестеренчастий гідронасос, який перекачує рідину, коли регулювальний дросель відкритий. Якщо регулювальний дросель закритий, тоді замкнута гідросистема закрита, тобто шестеренчастий гідронасос зупинений і, при цьому, зубчасте колесо — епіцикл, або водило, або сонячне зубчасте колесо зупинені. Таким чином, в залежності від пропускної здатності регулювального дроселя, швидкість зубчастого колеса епіцикла, або водила, або сонячного зубчастого колеса змінюється від 0 до ω_{max} . При цьому змінюється швидкість веденої ланки. Це дає можливість здійснювати безсходинкове керування змінами швидкості у механізмах і машинах.

Наводяться короткі нотатки відомого методу тривимірного твердотілого моделювання в системі КОМПАС-3D, який застосований до диференціальних передач з пристроями у вигляді замкнутих гідросистем. Формувати твердотілі моделі в системі КОМПАС-3D можна в двох типах документів: КОМПАС — Деталь і КОМПАС — Збірка. У відмінності від графічних документів — креслень, обидва типи тривимірних документів рівноцінні між собою, серед них немає головних або допоміжних. Документ "Деталь" призначений для створення за допомогою формоутворюючих операцій і зберігання моделі цілісного об'єкта — простого виробу, окремої деталі. Або, на прикладі підшипника кочення, який складається з декількох деталей, подати тривимірну модель як єдину деталь, яку зручно використати в збірці. У документі "Збірка" збираються в єдиний агрегат змодельовані та збережені раніше деталі, які спочатку розміщають у просторі, сполучають разом і фіксують. Частина формоутворюючих операцій, які є у деталі, присутні і в збірці. Це операції вирізів, формування перерізів, масивів і створення отворів, а також всі операції зі створення

допоміжної геометрії. Починаючи з системи КОМПАС-3D V8 Plus можна створювати декілька не зв'язаних одне з другим твердих тіл в одній деталі. Такий підхід отримав назву багатотілого моделювання, яке дає можливість створювати моделі "з різних сторін".

Описується побудова тривимірних моделей зубчастих диференціальних передач з пристроями у вигляді замкнутих гідросистем для плавного керування змінами швидкості. Вибраний спосіб побудови — знизу вверх, тобто з початку створюються по черзі всі моделі деталей, які входять до складу зубчастої диференціальної передачі та пристрою для керування змінами швидкості у вигляді замкнутої гідросистеми, після чого збирають їх у збірку. Перед початком роботи створюється окрема папка в якій будуть зберігатися моделі деталей і сам файл збірки.

Починаємо зі створення моделі сонячного зубчастого колеса, але це не обов'язково. Розроблення тривимірних моделей — це творчий процес, в якому одну і ту ж модель можна побудувати різними способами та в іншому порядку. В загальному побудова зубчастих коліс така: за допомогою, наприклад, операції обертання, а може бути і операція витискання, моделюємо заготовки коліс, потім, де потрібно, вирізаємо шпонкові пази і отвори у дисках і, на кінець, формуємо зубчасті вінці. Далі моделюємо ведучий вал, на якому буде встановлено змодельоване сонячне зубчасте колесо. Потім моделюємо сателіти, яких у зубчастій диференціальній передачі може бути один і більше — для наших моделей приймаємо два. Вісь сателітів зміщена відносно осі сонячного зубчастого колеса на величину міжосьової відстані a_w , тому буде правильно розміщений виріз між зубцями, то збірка цього зубчастого зачеплення пройде автоматично.

Наступним виконуємо модель водила, де використовуємо підхід багатотілого моделювання. Ця модель має дві осі на віддалі a_w — одна вісь збігається з віссю обертання сонячного зубчастого колеса і ведучого вала, і є віссю обертання водила, а друга — вісь обертання сателітів. Далі будуємо модель зубчастого колеса — епіцикла, яке утворює внутрішнє зачеплення з сателітами і вісь обертання якого бігається з віссю сонячного зубчастого колеса, ведучого вала і водила.

Після цього моделюємо корпусні деталі зубчастої диференціальної передачі. Корпусні деталі складні для моделювання, бо мають багато конструктивних елементів: опорних лап, фланців, бобишок, отворів під болти тощо. Крім цього, такі деталі мають задовольняти не тільки технологічні, а й естетичні вимоги. Такими методами моделюємо зубчасті колеса передачі приводу пристрою керування змінами швидкості у вигляді замкнутої гідросистеми та деталі самого пристрою — шестеренчастий гідронасос, дросель-регулятор, зворотний клапан, бачок з рідиною і трубопроводи.

Після завершення моделювання окремих деталей зубчастих диференціальних передач з пристроями у вигляді замкнутих гідросистем для плавного керування змінами швидкості приступають до складання. Складання є завершальним етапом проектування і конструювання будь-якого виробу. Для цього створюють документ КОМПАС — Збірка. Крім змодельованих деталей в системі КОМПАС – 3D є широка бібліотека типових тривимірних моделей, починаючи від шайб і кілець до різних типорозмірів підшипників кочення, яка використовується прискладанні.

Система КОМПАС – 3D дає змогу при встановленні бібліотечних деталей в збірку зразу ж накладати на них визначені спряження, щоб після завершення встановлення деталь була розміщена точно в потрібному місці й набула потрібної орієнтації у просторі. Накінець, для виконаної збірки змодельованої зубчастої диференціальної передачі з пристроєм у вигляді замкнутої гідросистеми для плавного керування змінами швидкості через зубчасте колесо — епіцикл, виконують вирізи, щоб максимально відкрити і відобразити її внутрішню будову. Такі моделі виконані для зубчастих диференціальних передач з пристроями у вигляді замкнутих гідросистем для плавного керування змінами швидкості через водило та сонячне зубчасте колесо.

На основі вищеописаного робиться висновок, що використання комп'ютерного моделювання при проектуванні машинобудівних конструкцій даєзмогу збільшити кількість можливих варіантів проектних рішень, які потрібно детально та глибоко проаналізувати та вибрати раціональний.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСТОРОВИХ МІКРОПЕРЕМІЩЕНЬ СФЕРИЧНОГО ГІДРОСТАТИЧНОГО ШАРНІРА, З ВИКОРИСТАННЯМ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ НА ОСНОВІ РЕКУРСИВНИХ ЗВ'ЯЗКІВ

RESEARCH OF THE SPATIAL MICROMOUTIONS OF SPHERICAL HYDROSTATICAL HINGE WITH THE USE OF MATHEMATICAL MODEL ON THE BASIS OF RECURSIVE CONNECTIONS

Сергій Струтинський

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут", Україна, 03056, м. Київ, проспет Перемоги, 37.

The constructions of hydrostatical spherical hinges are described. Equalizations of spherical motion, which are direct connection of count of calculable procedure, realized in the mathematical model of spatial motion of hinge, are considered. Recursive connections are entered on the basis of determination of kinetic moment as work of tenzor of inertia of hinge on the vector of angular speed.

У точних просторових механізмах застосовуються прецизійні безконтактні сферичні шарніри рідинного тертя (аеростатичні або гідростатичні). Шарніри цього типу мають високу точність і жорсткість, забезпечують ефективне демпфування високочастотних коливань механізмів, істотно знижують рівень шуму і вібрації. Наявність шару рідини або газу між деталями шарніра забезпечує на кілька порядків вищу точність положення шарніра (~0,1мкм) порівняно з точністю виготовлення робочих поверхонь (допуски порядку 10..20мкм).

Сферичний шарнір має нерухому точку відносно якої обертається рухома сфера і зв'язана з нею штанга. На кінці штанги встановлено другий сферичний шарнір. При роботі механізму центр другого шарніра здійснює просторові переміщення. Поперечно-кутові переміщення шарніра здійснюються в межах пружних деформацій вузла кріплення другого шарніра. Для просторових поперечно-кутових мікропереміщень сферичного шарніра параметри жорсткості та характеристики опору можна вважати лінійними, а довжину штанги сталою.

У процесі досліджень виконано аналіз конструктивної схеми шарніра та приєднаної до нього штанги. Розроблена динамічна модель шарніра як ланки просторового механізму. Складені рівняння сферичного руху шарніра в інтегральній формі:

$$\vec{L} = \vec{L}_0 + \int_0^t \left(\vec{M} - \vec{\omega} \times \vec{L} \right) dt \tag{1}$$

де $\vec{L}, \vec{L_0}$ — вектор кінетичного моменту шарніра та його початкове (при t = 0 значення); \vec{M} — вектор моментів, що діють на шарнір; $\vec{\omega}$ — вектор кутової швидкості шарніра.

Рівняння сферичного руху шарніра (1) є ядром обчислювальної процедури, яка реалізує прямий зв'язок графа математичного моделювання процесу мікропереміщень шарніра. З іншого боку, вектор кінетичного моменту є добутком тензора інерції шарніра I на вектор кутової швидкості ω :

$$\vec{L} = I \cdot \vec{\omega} \tag{2}$$

Ця залежність є основою для введення рекурсивного (зворотного) зв'язку графа обчислювальної процедури. В проекціях на осі координат *x*, *y*, *z* векторна залежність (2) має такий вигляд:

$$L_{x} = I_{xx}\omega_{x} - I_{xy}\omega_{y} - I_{zx}\omega_{z};$$

$$L_{y} = -I_{xy}\omega_{x} + I_{yy}\omega_{y} - I_{yz}\omega_{z};$$

$$L_{z} = -I_{zx}\omega_{x} - I_{zy}\omega_{y} + I_{zz}\omega_{z}.$$
(3)

Коефіцієнти в правих частинах (3) є компонентами тензора інерції штанги

$$(I_{ij}) = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy}, & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy}, & I_{zz} \end{bmatrix}.$$
 (4)

Із залежностей (3) визначено проекції кутової швидкості шарніра:

$$\omega_{z} = \frac{1}{I_{zz}} \Big[L_{z} + I_{zx} \omega_{x} + I_{zy} \omega_{y} \Big];$$

$$\omega_{x} = \frac{1}{I_{xx}} \Big[L_{x} + I_{xy} \omega_{y} + I_{zx} \omega_{z} \Big];$$

$$\omega_{y} = \frac{1}{I_{yy}} \Big[L_{y} + I_{xy} \omega_{x} + I_{yz} \omega_{z} \Big].$$
(5)

Співвідношення (5) служать для введення рекурсивного зв'язку в математичну модель (1) поперечних кутових мікропереміщень шарніра. Модель доповнена процедурами обчислення складових моменту *M* з врахуванням реакцій в'язей.

Математична модель реалізована засобами математичного пакета, що формує структурні (візуальні) моделі динамічних систем.

У результаті математичного моделювання визначені просторові поперечно-кутові переміщення шарніра при різноманітних збурюючих факторах. Розглянуті мікропереміщення при східчастих та імпульсних змінах моментів сил, які діють на шарнір. Розрахунки доповнені визначенням мікропереміщень при полігармонічних моментних навантаженнях та навантаженнях у вигляді випадкових процесів. У результаті розрахунків встановлені межі траєкторій поперечно-кутових переміщень шарніра. За правило, межа траєкторії має еліптичну форму з орієнтацією осей еліпса відповідно головним напрямам жорсткості пружних в'язей сферичного шарніра.

ЗАСТОСУВАННЯ ДИСКРЕТНИХ МАТЕМАТИЧНИХ МОДЕЛЕЙ У ВИГЛЯДІ ПРОСТОРОВИХ МАТРИЦЬ ТА БАГАТОВИМІРНИХ УЗАГАЛЬНЕНИХ ФУНКЦІЙ ДЛЯ ОПИСУ СТОХАСТИЧНОГО ТЕНЗОРНОГО ПОЛЯ МОМЕНТІВ ІНЕРЦІЇ СФЕРИЧНОЇ ОПОРИ

APPLICATION OF DISCRETE MATHEMATICAL MODELS AS SPATIAL MATRICES AND MULTIDIMENSIONAL GENERALIZED FUNCTIONS FOR DESCRIPTION OF THE STOCHASTIC TENZOR FIELD OF MOMENTS OF INERTIA OF SPHERICAL SUPPORT

Сергій Струтинський

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут", Україна, 03056, м. Київ, проспет Перемоги, 37. Description of the stochastic tenzor field of moments of inertia of spherical support of spatial mechanism is given with the discrete drive of adjusting of length of link of mechanism. The field is described decomposition of tenzor in the row of Teylora with the additional constituents of casual character. For description of the stochastic tenzor field a discrete mathematical model is used as a set of tenzor in the certain points of space. The components of tenzor are given as spatial matrices. The constituents of spatial matrix are included by the three-dimensional generalized functions of type δ -function or its integral.

У просторових механізмах технологічних машин застосовують точні сферичні опори рідинного тертя. При розробленні таких опор виникають науково-технічні проблеми пов'язані з визначенням їхніх статичних і динамічних характеристик. Сферичні опори рідинного тертя здійснюють просторовий поворотний рух відносно деякого центра. Інерційні властивості сферичних опор визначаються тензорними величинами, зокрема, тензором моментів інерції. Сферична опора з'єднана з ланками просторового механізму, конфігурація яких змінюється при повороті сферичної опори. Відповідно тензор інерції змінюється. В загальному випадку ці зміни мають нелінійний і випадковий характер. Зміни тензора інерції описуються в термінах стохастичного тензорного поля.

Особливістю динамічної системи сферичної опори та зв'язаної з нею штанги просторового механізму є велика кількість рухомих деталей. Це характерно при використанні цифрового (дискретного) приводу зміни довжин штанги, який має 6...8 окремих поршнів, які переміщуються між рухомими упорами.

Тензор моментів інерції такої системи змінюється як неперервно, так і дискретно. Для опису неперервних змін тензора інерції використано його розклад в ряд Тейлора в околиці деякого номінального положення сферичної опори. Коефіцієнти розкладу визначено шляхом обчислення тензора третього рангу — тензора градієнта моментів інерції сферичної опори. Дискретні і випадкові зміни тензора інерції враховано введенням у компоненти тензора інерції складових, які виключають східчасті функції та відповідні випадкові процеси зміни компонентів тензора інерції.

Опис нелінійних змін тензорного поля є достатньо складним. З метою спрощення опису та оптимізації обчислювальних процедур, запропоновано описати тензорне поле моментів інерції сферичної опори за допомогою дискретної математичної моделі. При цьому кожна з компонент тензорного поля подається у вигляді просторової тривимірної матриці. Відповідно для шести незалежних компонент тензорного поля тензорів інерції математична модель має вигляд просторової матриці розмірності 18. Компоненти тривимірних матриць включають тривимірні узагальнені функції типу δ- функції або її інтеграла.

Дискретна математична модель стохастичного тензорного поля моментів інерції сферичної опори зводить тензорне поле до дискретного набору тензорів, які використовуються при числовому інтегруванні рівнянь просторового руху сферичної опори. Зрощення розв'язків для окремих значень тензорів інерції здійснюється з умови неперервності кінематичних параметрів руху сферичної опори.

Розроблена дискретна математична модель стохастичного тензорного поля моментів інерції сферичної опори дає можливість побудувати уточнену математичну модель динамічних переміщень опори.

ЗАСТОСУВАННЯ КОМП'ЮТЕРИЗОВАНОЇ СИСТЕМИ ІНЖЕНЕРНИХ РОЗРАХУНКІВ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

APPLICATION OF THE COMPUTER SYSTEM OF ENGINEERINGS CALCULATIONS OF MACHINE ELEMENTS

Василь Струтинський, Володимир Гейчук

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут", Україна, 03056, м. Київ, проспет Перемоги, 37. The substantive provisions of the computer system of engineerings calculations of machine elements are expounded. What calculations are indicated a billow and other is used for the details of type The computer system of engineerings calculations is used for implementation of course project students from discipline of "Machine Elements".

Сучасні методи конструювання базуються на використанні системи комп'ютерних інженерних розрахунків. Використовуються різні системи і відповідні програмні продукти. В Національному технічному університеті України "Київський політехнічний інститут" у навчальний процес введена комп'ютеризована система інженерних розрахунків на базі ліцензійного програмного продукту Autodesk Inventor. Ця система використана при проведенні практичних занять та виконанні курсового проекту з дисципліни "Деталі машин".

Система комп'ютеризованих інженерних розрахунків дає можливість автоматично виконувати всі традиційні розрахунки деталей машин на міцність і жорсткість. Для деталей типу вала будуються епюри силових факторів та виконуються перевірочні розрахунки на міцність. Додатковими можливостями системи є розрахунки напружено-деформованого стану деталі методом скінченних елементів. При цьому використовується твердотіла модель деталі і спрощена схема формування масиву скінченних елементів.

Застосування комп'ютеризованої системи інженерних розрахунків дало можливість істотним чином підвищити якість підготовки студентів та рівень курсового проектування з дисципліни "Деталі машин".

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СТОХАСТИЧНИХ КІНЕМАТИЧНИХ І ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБЕРТОВИХ ВАЛІВ

MATHEMATICAL MODELING OF KINEMATICS AND DYNAMIC PARAMETERS OF THE REVOLVED BILLOWS

Василь Струтинський, Оксана Юрчишин

Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут", Україна, 03056, м. Київ, проспет Перемоги, 37.

The mathematical modeling of parameters of billows is executed with the use of harmonic and spectral analysis of cyclic process. A method is used for the specification of geometrical kinematics and dynamic parameters of billows.

Математичне моделювання технічних систем механіки включає розроблення математичних моделей характерних підсистем, зокрема, обертових валів. Підвищення точності моделювання потребує врахування широкого кола кінематичних і динамічних параметрів валів. Ці параметри за правило циклічно змінюються при певних випадкових змінах параметрів у межах періодів циклічності.

Для математичного опису параметрів обертових валів застосовані спеціальні методи. Опис параметрів в окремому перерізі вала здійснюється за допомогою розкладу залежності параметра від кута повороту в ряд Фур'є.

Здійснено повний гармонічний і спектральний аналіз параметра як функції періодичної з періодом 2π . Гармонічний аналіз проводиться при графічному супроводі з метою дослідження властивостей функціональної залежності параметра від кута повороту. При цьому встановлюються головна та істотна гармоніки розкладу, обмежується їхня кількість. Отриманий відрізок ряду Фур'є доповнюється випадковим процесом у вигляді канонічного розкладу за сумою гармонічних функцій. Випадковий процес дає можливість врахувати зміни параметра в окремих циклах (обертах вала). Зрощення випадкового процесу на межах циклу забезпечує строгу періодичність функціональної залежності, яка прийнята для опису параметра.

Таким чином, описані кінематичні параметри періодичної зміни положення осі вала за рахунок похибок (биття) підшипників. Аналогічний опис здійснено для статичних силових параметрів (жорсткості), а також дисипативних параметрів, зокрема, періодично змінних показників петлі гістерезису. Розроблена методика застосована також для опису квазістатичних динамічних параметрів обумовлених дією відцентрових сил на обертовий вал з нерівномірно розподіленою масою.

Застосування розробленої методики істотно підвищило точність математичного моделювання технічних систем механіки.

МОДЕЛЮВАННЯ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИХ ТІЛ: МЕТОДИ, МОДЕЛІ, АЛГОРИТМИ

MODELING OF CONTACT INTERACTION OF COMPLEX SHAPED BODIES: METHODS, MODELS, ALGORITHMS

Микола Ткачук¹, Ігор Артьомов², Антон Ткачук¹

¹Національний технічний університет "Харківськийполітехнічний інститут", Україна, 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21; ²BAT "ГСКТІ", Україна, 87500, м. Маріуполь, площа Машинобудівників, 1.

An application of boundary integral equations method is offered for analysis of contact interaction of complex shaped bodies. Analytical procedure for evaluation of influence coefficients matrix in triangular subdomains distinguishes the proposed realization of the method. Probable contact area is divided into these subdomains by a regular mesh. Resultant contact spot and contact pressure distribution are achieved by means of an iterative algorithm.

Для дослідження контакту тіл неузгодженої форми за відсутності тертя в першому наближенні розглядаються переміщення точок поверхонь і зазор між ними лише в одному напрямі. На цій підставі виводяться кінематичні співвідношення контакту. В спрощеній моделі нормального контакту нехтують зміною напрямів векторів нормалі поверхонь тіл, що взаємодіють. Прикладом є теорія Герца, в рамках якої нормальний зазор між поверхнями приблизно подається квадратичною формою в локальній системі координат, пов'язаній з точкою первинного дотику тіл.

У більш загальному випадку доводиться враховувати точну форму зазору між тілами, для чого вводиться система координат, центр якої традиційно розташовують на лінії дії притискуючої сили *P*. Осі z_1 і z_2 для зручності спрямовані усередину тіла (тут і далі нижній індекс відповідає номеру тіла, до якого стосується позначення). В цьому випадку рівняння кожної з поверхонь можна записати у вигляді $z_i = z_i(x, y)$, i = 1, 2, а зазор відповідно обчислюється як

$$h = h(x, y) = z_1(x, y) + z_2(x, y).$$
(1)

У деформованому стані під дією сили P обидва тіла приводяться в контакт по деякій площадці. При цьому переміщення довільної точки границі S_i кожного з тіл у напрямі осі z складається зі зміщення δ_i , величина якого відраховується в напрямі, зворотному дадатному для осі Oz_i , і відхилення u_{z_i} від первинної форми відповідної поверхні. Таке подання вертикальних переміщень, якщо не враховувати тангенціальні переміщення в площині Oxy, приводить до такого загальноприйнятого запису нелінійних співвідношень для нормального контакту:

$$\begin{cases} u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) = \delta_1 + \delta_2, S_1(x, y) u S_2(x, y) - B \text{ контактi;} \\ u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) > \delta_1 + \delta_2, S_1(x, y) u S_2(x, y) - \text{поза зоною контакту.} \end{cases}$$
(2)

Наведена вище кінематична модель контакту добре поєднується з моделлю пружної поведінки твердих тіл за дії контактного тиску, яка базується на наближенні, що переміщення точок їхньої поверхні в зоні контакту і локальні деформації еквівалентні переміщенням і деформаціям пружного напівпростору під дією нормального розподіленї сили.

Для пружного півпростору відоме інтегральне співвідношення, що встановлює зв'язок між діючим тиском і нормальними переміщеннями точок його межі:

$$u_{z}(x,y) = \frac{1-v^{2}}{\pi E} \iint_{S} \frac{p(\xi,\eta)}{\rho} d\xi d\eta, \qquad (3)$$

де $\rho = \sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}$.

Оскільки розподіли контактного тиску, що діє на межу обох тіл, збігаються, то в співвідношеннях (2) переміщення $u_{z_1}(x, y)$ і $u_{z_2}(x, y)$ можна виразити виключно через єдину функцію розподілу тиску, яка надалі буде шуканою:

$$u_{z_1}(x,y) + u_{z_2}(x,y) = \left(\frac{1 - v_1^2}{\pi E_1} + \frac{1 - v_2^2}{\pi E_1}\right) \iint_S \frac{p(\xi,\eta)}{\rho} d\xi d\eta = \frac{1}{\pi E^*} \iint_S \frac{p(\xi,\eta)}{\rho} d\xi d\eta.$$
(4)

Тут v_i , E_i , i = 1,2 — пружні параметри кожного з тіл. Контактна площадка *S* і розподіл тиску $p(\xi, \eta)$, які присутні в правій частині рівняння, є невідомими.

Задля пошуку розподілу тиску, що задовольняє співвідношення контакту (2), шукану функцію $p(\xi,\eta)$ можна наближено подати як суперпозицію масиву пірамідальних елементарних розподілів, вершини J_m яких розташовані у вузлах регулярної трикутної сітки з кроком *c*:

$$p(\xi,\eta) \cong \sum_{n} \oint (\xi - \xi_{n}, \eta - \eta_{n}) \cdot p_{n} .$$
⁽⁵⁾

В такому разі вузлові значення контактного тиску мають задовольнити системі співвідношень:

$$\begin{cases} \sum_{m} C_{nm} p_{m} + h_{n} - \delta = 0, \text{ вузол } J_{n} - \text{в контактi;} \\ \sum_{m} C_{nm} p_{m} + h_{n} - \delta > 0, \text{ вузол } J_{n} - \text{поза зоною контакту,} \end{cases}$$
(6)
$$\sum_{m} \frac{\sqrt{3}}{2} c^{2} p_{m} = P, \quad p_{m} \ge 0, m = 1, N, \qquad p_{m} = 0, J_{m} - \text{поза зоною контакту.}$$
(7)

Коефіцієнти впливу *С*_{*nm*} для пірамідальних елементарних контактних сил обчислено аналітично. Числовий розв'язок системи (6) — (7) здійснюється ітераційно.

Запропонований наближений метод застосовний для аналізу локального контакту тіл складної форми в разі, коли має бути враховано реальну форму нормального зазору між поверхнями тіл, що увійшли до контакту.

ПРО ВИЗНАЧЕННЯ АМПЛІТУДИ АСИМЕТРИЧНОЇ ФУНКЦІЇ ПЕРЕДАВАЛЬНОГО ВІДНОШЕННЯ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

ABOUT DETERMINATION OF AMPLITUDE OF ASYMMETRIC FUNCTION OF GEARING TRANSMISSION RATIO

Микола Утутов, Павло Носко, Олексій Карпов

Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, Україна, 91034, м. Луганськ, квартал Молодіжний, 20.

Calculated dependences for definition of amplitude size and coefficient of asymmetry of transmission ratio function of antiresonant gear, are received depending on coefficient of nonuniformity of mechanism motion. Recommendations are given at the choice of parameters of asymmetric function which characterize a degree of its asymmetry, frequency and size of change of the transmission ratio.

У приводах сучасних високонавантажених машин як передаточні механізми використовують передачі зачепленням, серед яких поширення набули кругогвинтові зубчасті передачі. Вирішення задачі удосконалювання кругогвинтових зубчастих передач можливе шляхом підвищення їхньої протирезонансної стійкості на основі синтезу раціональних геометричних параметрів зачеплення з асиметричною функцією передавального відношення, що також розширює функціональні можливості передач некруглими зубчастими колесами.

Як відомо, резонанс коливань відбувається тоді, коли частоти власних і змушених коливань деталей (вузлів) приводу, що обертаються, збігаються або кратні. Для настання складання цих частот потрібно певний проміжок часу, тобто так званий перехідний період. При практично рівномірному обертанні швидкохідного вала при певній частоті існують максимально допустимі величини коефіцієнтів нерівномірності руху механізмів різних типів вузлів машин та устаткування.

Дослідженнями встановлено, що для зубчастих передач з асиметричною функцією передавального відношення зубцева критична частота змушених коливань є змінною величиною, не збігається й не кратна власній сталій частоті коливань передачі за один оберт ведучого колеса, що дає можливість уникнути резонансних режимів роботи зубчастого зачеплення.

Запропоновано додаткову умову синтезу зубчастого зачеплення, що пов'язана з нерівномірністю руху механізму й характеризує зміну кутової швидкості обертання ведучого вала в заданих межах ($B \leq B_{\delta}$), а також дає можливість уникнути незбалансованість мас некруглих зубчастих коліс ($j_1 \geq 2$). Надані рекомендації з вибору параметрів асиметричної функції, що характеризують ступінь її асиметрії, частоту та величину зміни передавального відношення. Отримано розрахункові залежності для визначення величини амплітуди й коефіцієнта асиметрії функції передавального відношення зубчастої передачі, яка перешкоджає резонансним явищам у редукторі, залежно від коефіцієнта нерівномірності руху механізму.

АНАЛІЗ ЗНОШУВАННЯ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ЗА МОДИФІКОВАНОЮ МОДЕЛЛЮ

ANALYSIS OF WEAR AND LONGEVITY OF COGS GEARS ACCORDING TO THE MODIFI ED MODEL

Мирон Чернець^{1,2}, Віктор Береза¹

¹ Дрогобицький державний педагогічний університет імені Івана Франка, Україна, 82100, м. Дрогобич, вул. Івана Франка, 24; ² Люблінський політехнічний інститут, Польща, 20-618, м. Люблін, вул. Надбистиицька, 38.

The calculation modified model of wear value of the cogs cylindrical gears, based on mathematical model of kinetics wear is considered. Change regularities of maximal contact pressures, cogs wear and gear longevity depending on the cogs inclination is established.

Розглянуто розрахункову модифіковану модель оцінки зношування зубчастих циліндричних передач, в основу якої покладено математичну модель кінетики зношування. За результатами числового розв'язку задачі встановлено закономірності зміни максимальних контактних тисків, зношування зубів та довговічності передачі залежно від нахилу зубів. Зі зростанням кута їхнього нахилу контактні тиски та зношування зубів зменшуються, а ресурс передачі — зростає.

ОБҐРУНТУВАННЯ СТРУКТУРИ ТА ОПТИМАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ КУЛЬКОВОЇ ЗАПОБІЖНОЇ МУФТИ З БЛОКУВАЛЬНИМ ПРИСТРОЄМ

STRUCTURE AND OPTIMUM DESIGN DATA OF THE BALL-TIPE OVERLOAD-REALEASE CLUTCH WITH BLOCKING DEVICE SUBSTANTIATION

Олег Шпак

Львівський інститут Сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного Національного університету "Львівська політехніка", Україна, 79012, м. Львів, вул. Гвардійська, 32.

In lectures results of complex (theoretical and experimental) research of work of ball ball-tipe overload-release clutch with the blocking device in a period an overload — in the modes of starting, throwing of loading and stop are presented. The method of multicriterion structurally self-reactance synthesis of overload-release clutch is developed after the set descriptions, a structure and optimum parameters of ball-tipe overload-release clutch with the blocking device is grounded.

Надійність і довговічність роботи приводів машин і механізмів, що працюють в умовах частих перевантажень, значною мірою залежать від ефективності роботи систем захисту їх від руйнування. У першу чергу це стосується розгалужених приводів машин, де система захисту, наприклад електрична, основного двигуна не забезпечує надійного захисту окремих кінематичних ланцюгів, що споживають невелику частку його потужності. Зокрема, у металорізальних верстатах при граничному затупленні різців радіальна складова сили різання може збільшуватися вдвічі, аналогічна картина спостерігається при обробленні отворів осьовим інструментом, нарізанні глухих і наскрізних різей мітчиками, при використанні як обмежувачів ходу жорстких упорів тощо. У таких приводах встановлюють додаткові системи захисту від руйнування окремих його кінематичних ланцюгів — запобіжні муфти (3М). Від їхніх характеристик залежать довговічність і надійність роботи устаткування. Враховуючи сучасну тенденцію до інтенсифікації технологічних процесів, впровадження високошвидкісного оброблення на багатоінструментальних верстатах і виробничих комплексах, а, отже, зростання технологічних навантажень на робочі органи машин і швидкості їх наростання у перехідних режимах роботи, задача ефективного захисту привідних систем від руйнування є як ніколи актуальною.

До ЗМ ставлять певні вимоги, зокрема, забезпечення високих точності спрацювання при перевантаженнях і швидкодії, створення мінімального навантаження на ланки приводу після спрацювання, мінімальні габарити і маса, висока надійність та довговічність тощо.

При проектуванні ЗМ [1, 2] здійснюють переважно їх статичний силовий розрахунок на заданий граничний крутний момент. Аналогічний розрахунок передбачають і відповідні стандарти [3, 4]. Відомі також праці [5 — 7], де отримані залежності для розрахунку запобіжних муфт у режимі спрацювання і зроблені рекомендації щодо зменшення їхньої динамічності при пробуксовуванні. Однак синтез ЗМ за коефіцієнтом динамічності, отриманим без врахування динамічної характеристики двигуна і пружно-інерційних параметрів приводу, за певних умов може призвести до істотних динамічних навантажень на його ланки [9]. Важливим також критерієм при проектуванні ЗМ є їхня складність і технологічна собівартість, бо муфти — це продукція масового виробництва і необґрунтоване ускладнення конструкції призводить до великих економічних втрат.

Отже, розроблення ефективного алгоритму і методики синтезу ЗМ за заданими умовами роботи приводу та нових високоефективних конструкцій таких муфт є актуальним і має важливе практичне значення у галузі машинобудування.

У доповіді наведені результати комплексного (теоретичного та експериментального) дослідження роботи кулькових запобіжних муфт з профільним замиканням (КЗМ) у період перевантаження — в режимах пуску, накидання навантаження і стопорному. Розроблено метод багатокритеріального структурно-параметричного синтезу запобіжних муфт за заданими характеристиками, обгрунтована структура й оптимальні параметри кулькової запобіжної муфти з профільним замиканням, оснащеної блокувальним пристроєм (БП) силового типу (КЗМ з БП). При цьому:

1. Розроблені комплексні критерії, метод і алгоритм багатокритеріального структурнопараметричного синтезу запобіжних муфт, який враховує конструктивні параметри та режими роботи приводу, критерії працездатності та ефективності роботи муфти, її конструктивну і технологічну складність [10, 11].

2. Отримав подальшого розвитку метод багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій за заданими характеристиками [9], зокрема, запропоновані критерії та метод оцінки конструктивної і технологічної складності машинобудівної конструкції на ранніх стадіях проектування [14 — 16].

3. Побудовані математичні моделі приводу з кульковою запобіжною муфтою, оснащеною блокувальним пристроєм, у перехідних режимах роботи приводу й досліджено вплив швидкості спрацювання муфти на величину пружного крутного моменту в ланках приводу [15]. Проведено аналіз динамічних характеристик кулькових запобіжних муфт з блокувальними пристроями різних типів у період спрацювання при перевантаженнях та обґрунтовані альтернативні варіанти структури такої муфти для проведення її структурно-параметричного синтезу.

4. Розроблена математична модель кулькової запобіжної муфти з блокувальним пристроєм силового типу в умовах перевантаження, досліджено вплив конструктивних параметрів блокувального пристрою на динамічні характеристики муфти, встановлені межі її застосування, розроблена методологія силового розрахунку на задані крутний момент і кутову швидкість обертання в приводі [13].

5. Проведено багатокритеріальний структурно-параметричний синтез і оптимізацію конструктивних параметрів кулькової запобіжної муфти з профільним замиканням, оснащеної блокувальним пристроєм.

Розроблені метод і алгоритм багатокритеріального структурно-параметричного синтезу запобіжних муфт за заданими робочими характеристиками, методики й пакети прикладних програм, дають можливість за відповідними математичними моделями прогнозувати на ранніх стадіях проектування складність, характеристики та якісні показники запобіжних муфт, вибирати їхню раціональну структуру і оптимальні конструктивні параметри.

Розроблена й захищена деклараційним патентом на винахід [17] нова конструкція кулькової запобіжної муфти з блокувальним пристроєм силового типу, призначена для захисту від руйнування металорізального інструмента і приводів машин, які не допускають існування моменту післядії муфти по її спрацюванню в умовах перевантаження. Експериментально встановлено, що синтезована конструкція КЗМ з БП в період пробуксовування має кращі динамічні характеристики, ніж КЗМ без БП і муфти аналогічного призначення — кулачкові та фрикційні. Момент післядії КЗМ з БП силового

типу майже в 1,8 рази менший, ніж при пробуксовуванні КЗМ без БП, у 2,4 рази менший, ніж при пробуксовуванні кулачкової запобіжної муфти, і в 1,6 рази менший, ніж при пробуксовуванні фрикційної запобіжної муфти, відрегульованих на однаковий за величиною момент спрацювання.

Методики й пакет прикладних програм структурно-параметричного синтезу та силового розрахунку кулькової запобіжної муфти з блокувальним пристроєм силового типу передані для практичного використання у проектних організаціях та навчальному процесі при вивченні відповідного розділу курсу "Деталі машин".

1. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам / Под ред. В.С. Полякова, 2-е изд., испр. и доп. — Л.: Машиностроение, 1979. — 344 с. 2. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків: Навч. посібник.— Львів: Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2006. — 196 с. 3. ДСТУ 2130-93. Муфти запобіжні кулачкові. Параметри та розміри. — На заміну ГОСТ 15620-81. 4. ГОСТ 15621-77. Муфты предохранительные шариковые. — М.: Изд-во стандартов, 1983. — 6 с. 5. Гладьо Ю., Буряк М. Особливості розрахунку низькодинамічної кульково-кулачкової запобіжної муфти // Вісник ТДТУ. — 2002. — №2. — С. 55— 60. 6. Гевко Р., Стухляк П., Буряк М. Силовий розрахунок кулькової запобіжної муфти з радіальними елементами зачеплення // Вісник ТДТУ. — 2004. — №1. — С. 26—33. 7. Кіндрацький Б.І. Синтез механічних систем за критерієм сумарної корисності // Труды IX Международной научнотехнической конференции "Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования" — "ГЕРВИКОН-99". — Т.1. — Сумы: СумГУ. — 1999. — С. 73—79. 8. Кіндрацький Б.І. Експериментальне дослідження динаміки приводу із запобіжною муфтою з профільним замиканням у стопорному режимі роботи // Вісник УкрЛДТУ. — Львів: УкрЛДТУ. — 2002. — Вип. 12.8. — С. 169—174. 9. Кіндрацький Б.І., Сулим Г.Т. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій. Монографія. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2003. — 280 с. 10. Кіндрацький Б., Бурковський А., Шпак О. Обтрунтування структури й оптимальних конструктивних параметрів пристроїв захисту механічних приводів машин від перевантаження за багатьма критеріями якості / Тези доп. 7-го Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2005. — С. 70. 11. Шпак О. Оптимізаційний параметричний синтез кулькової запобіжної муфти з профільним замиканням і блокувальним пристроєм / Тези доп. 8-го Міжнародного симпозіуму українських інженерів-механіків у Львові. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2007. — С. 91—92. 12. Кіндрацький Б., Бурковський А., Шпак О. Удосконалення систем захисту приводів машин від руйнування при перевантаженнях / Тези доп. Сьомого українсько-польського наукового симпозіуму "Актуальні задачі механіки неоднорідних структур". — Львів: ЛНУ, 2007. — С. 66. 13. Кіндрацький Б.І., Шпак О.О. Конструкція та розрахунок кулькової запобіжної муфти з блокувальним пристроєм силового типу // Машинознавство. — 2008. — №3 (129). — С. 37—41. 14. Кіндрацький Б., Бурковський А., Шпак О. Алгоритм і методика багатокритеріального структурно-параметричного синтезу запобіжних муфт / Міжнародна наукова конференція «Сучасні проблеми механіки та математики", 25 – 29 травня 2008 р. — Львів: ІППММ НАН України, 2008. — С. 224—226. 15. Кіндрацький Б.І., Шпак О.О. Динаміка приводу з кульковою запобіжною муфтою, оснашеною блокувальним пристроєм // Вісник НТУ "ХПІ". Темат. вип. "Машинознавство і САПР". — 2008. — №14. — С. 53—65. 16. Кіндрацький Б.І., Шпак О.О. Оптимізаційна математична модель структурно-параметричного синтезу кількової запобіжної муфти з блокувальним пристроєм // Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Оптимізація виробничих процесів і технологічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні ". — 2008. — №613. — С. 126—132. 17. Кіндрацький Б.І., Бурковський А.О., Шпак О.О. Кулькова запобіжна муфта / Патент Україна № 24775 від 10 липня 2007 р., Бюл. №10. — 2007 р.

УЗАГАЛЬНЕНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА

THE GENERALIZED MATHEMATICAL MODEL OF THE INDUSTRIAL ROBOT ELECTROMECHANICAL SYSTEM

Віктор Яглінський

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

The generalised mathematical model of the industrial robot with agregate-modular design is created. That is the necessary precondition for the further stages of design optimisation and improvement of it function quality. On an example of firm KUKA design the teamwork of executive mechanical and electric drive systems at working off of the set program of the robot movements is shown.

Важливою складовою сучасних автоматизованих виробничих систем, зокрема, у складальному виробництві, є промислові роботи-маніпулятори (ПР). Системне дослідження роботоздатності ПР в умовах різноманітних режимів функціонування потребує адекватного математичного і комп'ютерного моделювання їхньої структури, кінематичних і динамічних властивостей та типових імітаційних ситуацій ще на етапі проектування. Для створення передумов, потрібних для подальших етапів оптимізації конструкції ПР і підвищення якості їх функціонування, розроблено математичну модель шарнірно-важільного ПР агрегатно-модульної побудови як єдиної складної електромеханічної системи, що включає такі елементи: виконавчу механічну систему з трансмісією; систему приводів; систему керування роботом; зовнішню силову взаємодію з об'єктом виробництва та перешкоди для переміщення робота. Усі ці елементи пов'язані системою диференціальних та алгебричних рівнянь, які потребують спільного розв'язання й дослідження.

Узагальнена математична модель виконавчого механізму. Виконавча механічна система (ВМС) перетворює прості рухи вихідних валів двигунів у складний рух об'єкта маніпуляції (робочого органа). ВМС складається з трансмісії і виконавчого механізму у вигляді послідовно або паралельно кінематичної з'єднаної сукупності твердих тіл (ланок ПР). З'єднання здійснюється за допомогою кінематичних або умовних пружних пар. Кількість входів у ВМС звичайно (але не завжди) дорівнює кількості двигунів системи приводів.

Математичну модель ВМС сформовано з використанням рівнянь Лагранжа другого роду і подано у формі системи звичайних диференціальних рівнянь відносно узагальнених координат. Права частина рівнянь складається з суми керуючих сил приводу, сил тяжіння і сил зовнішньої взаємодії, зведених до осей ступенів рухомості ПР. При дослідженнях коливань ПР до векторів (матриць) узагальнених координат також включають пружні відхилення (деформації), швидкості та пришвидшення пружних відхилень.

Узагальнена математична модель трансмісії. Трансмісія здійснює силову передачу від двигунів до шарнірів кінематичної послідовності. У розробленій моделі трансмісії ПР розглянуто систему одноканальних редукторів зі сталими передавальними числами. Вихідні вали трансмісій жорстко пов'язані з шарнірами кінематичної послідовності, а вхідні вали — з привідними двигунами. Редуктори кінематично не пов'язані між собою і співвісні шарнірам, на яких вони встановлені. Якщо рухи в шарнірах підкоряються в'язям, то редуктор може бути встановленим тільки на ведучому шарнірі. Силове навантаження (моменти сил) на вході і виході редукторів окрім передавальних відношень враховує також в'язке і сухе тертя, що зведено до вхідного вала двигуна з урахуванням коефіцієнта корисної дії редуктора, а також зведені осьові моменти інерції редуктора і ротора двигуна.

Математична модель електроприводу робота. Двигуни є та частина робота, де безпосередньо відбуваються фізико-хімічні процеси перетворення різних видів енергії, в залежності від чого розрізняють електричні, теплові, гідравлічні, пневматичні, вібраційні двигуни. Процесами перетворення енергії керує вхідний параметр — електрична напруга або тиск. Вихідним параметром є узагальнена координата вихідної ланки, яка здійснює зазвичай обертальний рух (роторні двигуни), або зворотнопоступальний (лінійні двигуни). Надаючи рух механічній системі, двигун передає їй узагальнену рушійну силу.

В задачах динаміки машин істотну роль відіграють тільки ті властивості двигунів, що визначають характер їхньої взаємодії з іншими функціональними частинами. Ці властивості визначаються залежностями між вхідними і вихідними параметрами двигуна, тобто між вхідним результуючим сигналом, законом зміни координати вихідної ланки і рушійною узагальненою силою. Вибір тієї чи іншої форми характеристики двигуна, що визначає залежність між цими параметрами, означає вибір його динамічної моделі. Використовуючи алгоритм компенсаційного типу і додаткові позначення, математичну модель електроприводу зведено до характеристик, що наведені у каталогах стандартних двигунів. Зокрема, це електромеханічний і швидкісний коефіцієнти двигуна, напруга і сила струму, індуктивність і опір обмоток. Автоматизація моделювання електродвигунів постійного струму з незалежним збудженням виконується шляхом завдання у діалоговому режимі матриць відповідних параметрів.

Тактові циклограми роботи двигунів. До системи диференціальних рівнянь виконавчого механізму, трансмісії і електроприводу додано математичні моделі процесу формування кінематичних параметрів електроприводу — тактові циклограми роботи двигунів, які формують кутові швидкості й пришвидшення, кути повороту валів двигунів. Такі моделі формуються залежно від виду механічних дій, до яких належать лінійні перевантаження, вібраційні і ударні дії. Істотні перевантаження виникають при збільшенні швидкості, гальмуванні, а також при різноманітних маневрах. Основними характеристиками лінійних перевантажень є стала величина максимального пришвидшення і максимальна швидкість зростання пришвидшення, яку називають градієнтом пришвидшення або різкістю (ривком). Роботу електродвигунів ступенів рухомості ПР характеризують саме лінійні перевантаження. Вважаючи градієнт пришвидшення сталою величиною, залежною від параметрів двигуна, сформовано математичні моделі кінематичних діаграм для різкості (ривка), кутового, кутової швидкості і пришвидшення, для кутів повороту ланок робота. Максимальне кутове пришвидшення вала визначається можливостями двигуна і залежить від часу виходу на номінальну кутову швидкість (час розгону і гальмування) та часу ривка або зростання кутового пришвидшення.

Означену систему рівнянь розв'язано спільно для заданої шляхом початкових і кінцевих кутових положень ланок програми руху ПР. Використовуючи передавальні числа редукторів (трансмісії) рівняння переведені у моделі кінематичних діаграм ланок. При цьому прийнято, що додатні значення кутів повороту, кутових швидкостей і пришвидшень відповідають напряму обертання проти ходу годинникової стрілки, якщо дивитись назустріч осі обертання відповідної ланки. Після створення математичної моделі складної електромеханічної системи багатокоординатного ПР розроблено такий алгоритм дослідження його динаміки:

— для заданих початкової і кінцевої конфігурацій робота у вигляді кутів повороту або лінійних переміщень за допомогою розроблених математичних моделей з урахуванням передавальних чисел трансмісії формують масиви параметрів кінематичних діаграм ланок робота (градієнти кутових пришвидшень, кутові пришвидшення і швидкості, кути повороту);

— узагальнені сили (моменти сил) в шарнірах ступенів рухомості робота визначають за допомогою диференціальних рівнянь руху ланок робота з урахуванням масоінерційних характеристик ланок робота;

— крутні моменти на валах двигунів визначають з використанням математичних моделей трансмісії;

— з урахуванням стандартних характеристик двигунів за математичними моделями електроприводу визначають значення сил струмів і відповідних напружень.

Сформовано математичні моделі визначення динамічних моментів у шарнірах кінематичного ланцюга робота *KR*-600 типу *SCARA* фірми *KUKA* та динамічних реакцій у визначених поперечних перерізах ланок робота. Для проведення розрахунків динамічних навантажень ланок робота вибраного робота складено відповідне програмне забезпечення з використанням сучасних Інтернет технологій.

Згідно з наведеним вище алгоритмом дослідження динаміки робота побудовано кінематичні діаграми ланок робота, які зведені до шарнірів ступенів рухомості робота з урахуванням параметрів двигунів для заданої програми руху робота: обертання першої ланки на кут 90° (у додатному напрямі) і відносне обертання другої ланки на кут - 45° в протилежному (від'ємному) напрямі. Діаграми та графіки дають змогу візуального дослідження й аналізу процесів кінематики та динаміки робота і його впливу на моменти у шарнірах кінематичного ланцюга. Зокрема, виявляються максимальні значення моментів. Побудовані траєкторії полюса схвату при відпрацюванні програми руху робота згідно з наведеними вище тактовими кінематичними діаграмами. В результаті дослідження динамічних процесів виявлено, що максимальні значення функціональних моментів на валах двигунів не перевищують максимально можливі для вибраного типу двигунів.

Для аналізу діаграм моментів на валах двигунів і порівняння їх з діаграмами моментів у шарнірах кінематичного ланцюга побудовані такі діаграми: моментів на валах двигунів від узагальнених моментів у шарнірах; моментів на валах двигунів від сил опору; моментів на валах двигунів від сил інерції вала двигуна. Порівняння моментів вказує на істотний вплив моментів інерції двигунів на динамічні процеси складної електромеханічної системи багатокоординатного робота.

Висновки. 1. Сформовано узагальнену математичну модель складної електромеханічної системи багатокоординатного робота, що дало можливість провести кінематичний і динамічний аналізи всіх структурних елементів ПР.

2. Розроблене математичне й програмне забезпечення є основою для візуалізації дослідження і формування структурно-функціональних діаграм, потрібних для проведення подальшої оптимізації і підвищення технічного рівня ПР.

3. Отримані результати дають змогу подальшого математичного моделювання системи керування, яка забезпечує виконання системою електроприводів оптимальної програми рухів ПР.

**

СЕКЦІЯ 4

НОВІТНІ ТЕХНОЛОГІЇ І МАТЕРІАЛИ У МАШИНОБУДУВАННІ

ЗГЛАДЖУВАННЯ МІКРОНЕРІВНОСТЕЙ ЗА УМОВ ЕЛЕКТРОХІМІЧНОГО ПОЛІРУВАННЯ ДРОТЯНИМ ЕЛЕКТРОДОМ

SMOOTHING OF SURFACE PATTERN DUE TO ELECTROCHEMICAL POLISHING BY A WIRE ELECTRODE

Анатолій Білан, Василь Осипенко, Денис Ступак

Черкаський державний технологічний університет, Україна, 18006, м.Черкаси, бульвар Шевченка, 460.

Electrochemical polishing after cutting electro discharge machining, as an absolutely new method of hybrid machining, is represented in the article. A new scheme is developed and selection of process rate is validated. According to the experiments a statistical model for prediction of process rate is created.

Сучасний стан розвитку техніки та промисловості висуває перед виробникаминизку умов, характерних для ринку з високою конкуренцією. Насамперед — це точність розмірів та якість поверхні деталі, максимальна продуктивність та мінімальна собівартість оброблення, швидка зміна номенклатури випуску. Більшості цих вимог відповідає технологія електроерозійного дротяного вирізання (ЕЕДВ). В окремих випадках — це єдино можлива технологія для виготовлення деталі. Однак досягнення високої якості поверхні за допомогою електроерозійного вирізання вимагає тривалого часу, що збільшує вартість оброблення.

При ЕЕДВ мікрогеометрія утвореної поверхні формується за рахунок взаємного перекриття одиничних ерозійних лунок, які виникають внаслідок електричного розряду між електродами. Форма лунок залежить від густини струму в каналі розряду, матеріалів електродів, тривалості імпульсу, параметрів робочої рідини тощо. Крім цього, поверхня, оброблена електроерозійним дротяним вирізанням, має виражену хвилястість, що зумовлена нерівномірністю подачі, викривленнями та вібраціями дротяного електрода. Вивести ЕЕДВ на новий рівень якості формоутворення можна застосуваням електрохімічного згладжування мікронерівностей, а саме — електрохімічного полірування, безпосередньо у вані електроерозійного вирізного верстата.

Електрохімічне полірування (ЕХП) — це процес розчинення виступів мікронерівностей поверхні в електроліті під дією електричного струму, що протікає між заготовкою та додатковим електродом. Класичний процес ЕХП досліджується з початку 70-х років минулого сторіччя. Визначені оптимальні параметри оброблення та склад електроліту. Однак на сучасному етапі розвитку техніки та технологій істотним недоліком згаданого технологічного процесу є оброблення всієї поверхні деталі, що занурена в електроліт. Це робить практично неможливим кінцеве доведення точних складноконтурних деталей характерних для технології ЕЕДВ.

Ідея цієї праці полягає в проведенні електрохімічного полірування в межах локальної зони, розміри якої забезпечуються місцем контакту заготовки з електролітом. Експерименти проводилися на базі електроерозійного вирізного комплексу СЕЛД-04, на якому додатково було встановлено

джерело живлення та бак з електролітом. При цьому, в якості катода використовувався дротяний латунний електрод (Л63). Електроліт подається через сопла на дротяний електрод. Завдяки ефекту поверхневого натягу формується локальний об'єм між дротяним електродом та заготовкою, заповнений електролітом. Розмір зони визначається параметрами рідини, швидкістю її протікання, висотою заготовки.

Відомо, що на процес ЕХП істотний вплив мають склад та концентрація електроліту, щільність струму, величина міжелектродного проміжку, напруга між електродами, матеріали електродів [2—4]. У доповіді розглянуто режими оброблення якісної конструкційної сталі Сталь45 ГОСТ 1050–80, як типового представника.

Для полірування деталі з цієї сталі як електроліт використовується водний розчин NaCl концентрацією 4 % [4]. Густина струму оброблення залежить від площі оброблення та величини струму, яка, в свою чергу, визначається опором міжелектродного проміжку та величиною різниці потенціалів між електродами. Для проведення електрохімічного полірування потрібно забезпечити густину струму в межах 10 — 20 А/см². Площа оброблення визначається площею контакту заготовки з електролітом та ступенем локалізації струму в електроліті.

Зразки для оброблення отримані електроерозійним різанням. Це забезпечило стабільність вихідних показників поверхні — шорсткості, хвилястості, висоти мікронерівностей. Площа поверхні, що досліджувалась — 50 мм².

Розмір зони контакту заготовки з електролітом складає 5 мм за висотою заготовки та 6 мм ширини омивання електролітом, тобто $0,30 \text{ см}^2$. Отже, для забезпечення густини струму в заданих межах, полірування проводилось струмом у межах 3 — 6 А. Виходячи з цього, напруга між електродами змінювалась у межах від 20 до 40 В.

Віддаль між заготовкою та дротяним електродом змінювалась у межах 0,5 — 2 мм. Менше значення не дає можливості проводити ефективне промивання міжелектродного проміжку. При більшому значенні неможливо забезпечити омивання електролітом обох електродів.

Для оброблення результатів експериментів було використано методи математичного планування експериментів. Сталими факторами є матеріали електродів (Сталь45 та Л63), склад електроліту (водний розчин NaCl), концентрація електроліту (4 %), температура електроліту (20 °C), початкова шорсткість поверхні деталі (Ra=3,2 мкм). Змінним факторами є напруга між електродами (20 — 40 В) та віддаль між електродами (0,5 — 2 мм).

Тривалість оброблення обиралась виходячи з вимоги відсутності істотної пасивації поверхні. За умов проведення експериментів вона складала 5 с. Експерименти проводились безпосередньо у вані електроерозійного вирізного верстата. Топографія поверхонь визначалась на атомно-силовому мікроскопі HT-21. Похибка вимірювання не перевищувала 4 %.

Залежність шорсткості поверхні (*Ra*, мкм) від напруги та віддалі між електродами знаходилась як квадратична функція. Загальна формула залежності має вигляд

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2.$$
(1)

Отримане за експериментальними даними рівняння регресії є таким:

$$y = 0,28 - 0,16x_1 + 0,11x_2 + 0,01x_1x_2 + 0,05x_1^2 + 0,18x_2^2,$$
(2)

де *x*₁, *x*₂ — розрахункові змінні.

Шорсткість поверхні виражена через реальні змінні при підстановці (1) у (2) має вигляд

$$Ra = 1,21 - 0,019U + 0,08\log_2 w + 0,001U \cdot \log_2 w + 0,0005U^2 + 0,18(\log_2 w)^2.$$
(3)

Враховуючи складність проблеми створення комбінованої технології оброблення, при проведенні досліджень завдання пошуку оптимуму не ставилось. Потрібно було експериментально оцінити принципові можливості отримання фінішної поверхні з якомога меншими значеннями висоти мікронерівностей та, використовуючи принципи "чорного ящика", отримати інтерполяційну модель, що дає можливість прогнозувати результати згладжування мікронерівностей в окремій наперед заданій області.

Аналізуючи отримані результати можливо зробити такі висновки.

1. Доведено принципову можливість ефективно використовувати комбіновану технологію ЕЕДВ та ЕХП для істотного покращання якості оброблених поверхонь.

2. В області досліджених режимів досягнуто згладжування мікрорельєфу з *Ra*=3,2 мкм до *Ra*=0,2–0,133 мкм. При цьому, якщо зі зміною напруги характер зменшення мікронерівностей є монотонним, то вплив МЕП має чітко виражений екстремум.

3. Отримана експериментальна статистична модель на рівні "чорного ящика" дає змогу прогнозувати вплив густини струму та величини міжелектродного проміжку на ефективність згладжування мікронерівностей на поверхні деталі, отриманої за технологією ЕЕДВ, при використанні в якості катода дротяного електрода в заздалегідь заданій області параметрів (матеріал електродів, склад, концентрація та температура електроліту).

1. Осипенко В.І. Фізіко-технологічні основи електроерозійного дротяного вирізання. Дис. докт.техн наук. 05.03.07. — Київ. — 2006. — 369 с. 2. Галанин С.И. Электрохимическая обработка металлов и сплавов микросекундными импульсами тока. — Кострома: КГТУ. — 2001. — 120 с. 3. Толстая М.А., Анисимов А.П. Торетические основы электрохимической обработки металлов и сплавов. Учебное пособие. Ч. І.— М.: Московский авиационный технологический институ, 1975. – 102 с. 4. Справочник по электрохимическим и электрофизическим методам обработки под ред. В.А. Воломатова. — Л.: Машиностроение. — 1988. — 719 с.

МІЖОПЕРАЦІЙНІ ВІБРАЦІЙНІ МОДУЛІ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ І МАНІПУЛЯЦІЇ ДЕТАЛЯМИ

MIZHOPERACIYNI VIBRATION MODULES FOR TRANSPORTING AND MANIPULATION BY DETAILS

Володимир Боровець, Владислав Шенбор, Ірина Боровець

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

In this work the processes of the міжопераційного transporting of wares are considered and analysed between a technological equipment. For the orientation of wares in space and time, and also it is suggested to utillize a division and association of streams oscillation transporting the modules which allow to provide the orientation of details.

Однією з найскладніших і актуальних задач під час створення високоефективних технологічних ліній є міжопераційне транспортування деталей між технологічним обладнанням. У процесі їх переміщення потрібно виконувати операції орієнтування виробів у просторі та часі, що полягає у зміні напряму і швидкості транспортування, розділенню та об'єднанню потоків тощо. Для виконання цих операцій широко використовують промислові роботи і різноманітні транспортно-маніпулювальні пристрої.

Використання вібраційних транспортно-маніпуляційних модулів (ВТММ) дє можливість здійснювати транспортування деталей та маніпулювання ними на площині. За рахунок дистанційного керування вібрацією площини робочого органа модуль може здійснювати транспортування однієї чи

групи деталей по двох координатах на площині та надавати їм обертовий рух навколо осі деталі. Особливістю конструкції є досягнення плавного, без підкидання, реверсивного переміщення деталей, маси яких змінюються в широкому діапазоні та практично не впливають на режим транспортування. Вібраційний модуль може керуватись від програмного забезпечення і забезпечувати подачу деталі в будь-яку точку робочої поверхні, та встановлюватись в автоматичні лінії транспортних систем, робототехнічних систем і комплексах для подачі, з'єднання і розподілення потоків. Вібраційні транспортні модулі дають можливість формувати групи деталей та переміщувати їх в різних напрямках (рис. 1,а), здійснювати розподіл деталей на потоки (рис. 1,б), транспортувати їх під завантажувальний пристрій у потрібну зону (рис. 1,в), та касетувати вироби з можливістю їх орієнтації (рис. 1,г).



Рис.1. Можливі траєкторії переміщення деталей на ВТММ

Вібраційний модуль збудований за тримасною коливною схемою і включає маси m_1 , m_2 , m_3 , які з'єднані між собою пружними системами. Робоча маса m_1 включає деку 1 (рис. 2) прямокутної форми по поверхні якої переміщуються деталі, чотири якори 2 повздовжніх та поперечних коливань, якір вертикальних коливань 3, чотири кронштейни 4 для кріплення металевих пружних елементів (пружин) і барабана 5, які сумарно складають жорсткий вузол. Проміжна маса m_2 включає барабан 6 з привареними до нього чотирма віброзбудниками 7 (дві пари) поздовжніх і поперечних коливань та кронштейни 8 для кріплення пружин.

Реактивна маса *m*₃ складається з центральної маси 9 і електромагнітного віброзбудника 10 вертикальних коливань. Реактивна та проміжна маси з'єднані між собою за допомогою восьми плоских пружин 11 вертикальних коливань. Робоча та проміжна маси з'єднані між собою за допомогою чотирьох граткових пружин 12 повздовжньо-поперечних коливань. Віброізоляція модуля забезпечується за допомогою гумових амортизаторів 13, через які модуль опирається на нерухому опору 14.

Під час включення віброзбудника 10 вертикальних коливань і пари віброзбудників 7 горизонтальних повздовжніх чи поперечних коливань робочий орган здійснює направлені коливання, що забезпечують вібротранспортування виробів у повздовжньому чи поперечному напрямах.

При зсуві фаз вертикальних коливань відносно горизонтальних, робочий орган здійснює коливання по еліптичних траєкторіях, які забезпечують ефективне вібротранспортування виробів по двох взаємно перпендикулярним напрямам у безвідривному режимі. При одночасному включенні горизонтальних поперечних і повздовжніх коливань деталі транспортуються в будь-якому напрямі на площині робочого органа і напрям транспортування залежить від співвідношення амплітуд повздовжніх та поперечних коливань. Реверс транспортування здійснюється зміною фаз вертикальних і горизонтальних коливань на 180°.

При відключенні віброзбудника вертикальних коливань і подачі живлення на віброзбудники із зсувом фаз на 90°, кожна точка робочого органа здійснює коливання по кругових траєкторіях, забезпечуючи обертання виробів, що знаходяться на робочому органі. При горизонтальних коливаннях маса m_3 приєднується до маси m_2 і утворює двомасну коливальну систему з масами m_1 і $(m_2 + m_3)$, а при вертикальних коливаннях m_1 і m_2 сумуються і коливальними масами є $(m_1 + m_2)$ і m_3 .



Рис.2. Загальний вигляд ВТММ

Завдяки можливості дистанційного керування режимами роботи електромагнітних приводів, запропонований ВТММ можна використовувати як автономно так і у складі автоматизованих комплексів, призначених для забезпечення технологічного процесу міжопераційного транспортування деталей. Енергоощадність, безшумність у роботі, завдяки реалізації безвідривних режимів вібраційного транспортування, і повна віброізоляція системи дає можливість застосовувати ВТММ у різних галузях промисловості.

МЕТОД ВІБРАЦІІЙНОГО ЗМІЦЮВАЛЬНО-ВИКІНЧУВАЛЬНОГО ОБРОБЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

THE NEW METHOD OF FAIR PROCESSING AND SUPERFICIAL GEARS HARDENING

Ігор Грицай

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

The new method of fair processing and superficial gears hardening is described. A variable sign friction force arises owing to vibrating fluctuations at the limited force of static rapprochement. This force gives the chance to make thermal streams in a body of preparation and its heating on surfaces of contact of the tool and a processed cogwheel most intensive. It facilitates microcutting process and microroughnesses smoothing, crystal lattice deformations, teeth hardening and formation on their working surfaces of compression pressure

У сучасному машинобудуванні широко використовують різноманітні методи чистового оброблення та поверхневого зміцнення деталей, які базуються не на різанні, а на пластичному деформуванні металу. Проте, через особливість зубчастих коліс, далеко не усі з відомих методів можна використовувати для зміцнення робочих поверхонь їхніх зубців.

На кафедрі технології машинобудування розроблено новий метод поверхневого зміцнення і чистового викінчувального оброблення зубчастих коліс, який полягає в обкочуванні заготовки зубчастим колесом-обкатником з обмеженою радіальною силою та віброколиваннями інструмента (або заготовки) з частотою 80 — 150 Гц і амплітудою 5 — 200 мкм. На відміну від інших методів оброблення-зміцнення з вібраціями, вібрації у цьому методі використовуються не для ударної дії, а для утворення інтенсивного контактного тертя і нагрівання оброблюваних поверхонь. Обкатником є

зубчасте колесо відповідного модуля 7 — 8 ступеня точності, загартоване до твердості 57 — 61 HRc. На поверхнях зубців виконаний регулярний рельєф (накатка, насічка) для підвищення ефективності процесу тертя.

Під час зміцювально-викінчувального оброблення з вібраціями виникають складні процеси, пов'язані з накладанням динамічних знакозмінних навантажень на статичні навантаження. Внаслідок примусових радіальних вібрацій на поверхнях контакту виникають процеси тертя та відбувається згладжування мікронерівностей, як під час суперфінішування. Коливання на поверхнях контакту виконують подвійну функцію: зумовлюють утворення дислокацій та пришвидшують їхній рух при менших напруженнях, спричиняють циклічну зміну швидкості ковзання і вектора сили тертя на контактних поверхнях. Це дає змогу інтенсифікувати тертя і за короткий проміжок часу утворити інтенсивні теплові потоки в тіло заготовки. Внаслідок тертя, поглинання енергії коливань і теплової енергії, за час певної кількості циклів тертя над однією ділянкою поверхні зубця спостерігається локальне нагрівання осередка поглинання теплоти, в якому відбувається зняття напружень, розблокування деформацій, зростання рухливості кристалічної гратки.

Ототожнення процесів на контактних поверхнях інструмента і деталі з процесом простого зсуву та мікрорізання дають змогу використати для розрахунку контактної температури основні положення теплофізики різання. Дослідження складних процесів, які протікають на поверхнях контакту, розрахунок теплових потоків, температури і зміни механічних властивостей поверхневого шару на поверхнях зубців дали змогу встановити рівень зміцнення оброблюваної поверхні, її якість та розв'язати зворотну задачу — визначити умови і робочі режими для забезпечення заданих параметрів поверхні, що підлягає обробленню.

Для зубчастих коліс модулів 1 — 5 мм віброколиваннями у вказаному амплітудно-частотному діапазоні можна досягти швидкого нагрівання поверхні зубців деталі до температури 300 - 360 ⁰C. При такій температурі не наступають фазові перетворення в металі заготовки, проте міцнісні характеристики металу зменшуються. Через це відбувається інтенсивніше деформування і зміцнення поверхні на більшу глибину, полегшується процес зсуву мікронерівностей, зменшується робота мікрорізання, виникають умови формування напружень стиску в поверхневих шарах заготовки. Досліджено, що швидкість нагрівання поверхневого шару заготовки та підвищення температури на поверхні деталі в процесі зміцнювально-викінчувального оброблення з вібраціями зростає зі зменшенням амплітуди та збільшенням частоти коливань.

Разом з іншими перевагами, характерними для відомих методів чистового оброблення і поверхневого пластичного деформування, розроблений метод відзначається спрощеною кінематикою (з можливістю використання модернізованих токарних верстатів), малими витратами на інструмент з недорогих і недефіцитних вуглецевих і легованих інструментальних сталей, забезпечує високу продуктивність та зменшення сили обкочування, що дає змогу зменшити ефективну потужність і енерговитратність процесу поверхневого зміцнення і викінчувального оброблення робочих поверхонь зубчастих коліс.

АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ ТЕХНІЧНОГО КОНТРОЛЮ АГРЕГАТІВ З НАХИЛЕНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ

AUTOMATION OF PROCESS OF TECHNICAL CONTROL OF AGGREGATES IS WITH THE INCLINED AXIS OF ROTATION

Людмила Дзюбик

Національний університет "Львівська політехніка" Україна, 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12. Description of the automated system of the technical diagnosing of aggregates is given with the inclined axis of rotation. She is based on the use of mathematical models of work of aggregates, to a priori and to the experimentally got information. Thus the system is directed on providing of permanent technical control with minimum financial expenses. The system provides the correct equipping with modern amenities, treatment and storage of data. The results of the use of the system are resulted.

У процесі експлуатації агрегатів з нахиленою віссю обертання важливою є інформація про їхнє технічне діагностування. Вона є обов'язковою частиною життєвого циклу обладнання та передбачає періодичне оновлення і доповнення. При цьому актуальною є задача правильного впорядкування, оброблення та зберігання даних. Особливо це стосується обертових агрегатів, що викликано складними умовами їхньої роботи та значною кількістю контрольованих параметрів. Згрупувавши їх за певними ознаками можна виділити такі умови для безпечної та ефективної експлуатації агрегатів: прямолінійність осі обертання, задане розташування осей опорних роликів, дотримання їхніх геометричних розмірів, точність зачеплення зубчастих передач тощо. Контроль цих параметрів дає змогу встановити відмову та моторесурс агрегату в цілому, а також отримати вихідні дані для встановлення осі обертання печі та заміни або величини регулювання його окремих елементів та вузлів у цілому [1, 2].

Правильно організована робота з вихідною інформацією при цьому є важливим елементом технічної діагностики. Для цього нами використовується спеціально розроблена автоматизована система. Вона грунтується на використанні математичних моделей роботи агрегатів з нахиленою віссю обертання, апріорній та експериментально отримуваній інформації. При цьому система спрямована на забезпечення постійного технічного контролю з мінімальними трудозатратами. Дослідження виконуються в два етапи: в лабораторних умовах виконуються обчислення діючих силових факторів, а також здійснюють визначення механічних характеристик матеріалу обичайки корпуса й металографічні дослідження взірців відповідно до стандартних методик; натурні вимірювання, які переважно виконують неруйнівними методами та передбачають визначення геометричних характеристик корпуса, його просторове розміщення та положення поздовжньої осі, окремо розглядають проблеми вивірки корпусу [3], потрібно дослідити корпус агрегата на предмет виявлення дефектів матеріалу типу тріщин. Обов'язковим є контроль якості зварних з'єднань, які складають велику частку (корпуси виготовляються зварюванням з окремих вальцьованих обичайок стандартної довжини). Металографічні дослідження здійснюються при цьому за допомогою переносних мікроскопів.

Під час експлуатації агрегату контролюють технічний стан опор, приводу, а також деякі дані про його корпус. Періодично потрібно виконувати більш повні дослідження, які доступні лише при нетривалій повній зупинці агрегату в цілому, коли є доступ до окремих вузлів. Ремонт корпусу також здійснюють з використанням інформації, що отримана при застосуванні запропонованої системи [4]. Наприклад, для заміни частини корпусу, з обох сторін від неї встановлюють додаткові опори. Після її вирізання торцеві перерізи під дією згинних моментів повернуться на деякий кут. Коли в такому положенні корпус зварити в одне ціле, то при обертанні у точках з'єднувальних перерізів будуть виникати різні за величиною та знаком напруження. Це зумовить у подальшому зменшення ресурсу агрегату внаслідок втомних навантажень. Цього негативного явища можна уникнути, якщо перед вирізанням частини корпусу опору опустити на задану величину, при якій значення згинального моменту буде дорівнювати нулеві. Тоді вісь обертання печі після ремонтного зварювання стане плавною кривою. Замінюючи в такому положенні частини корпусу в усіх точках перерізів будуть виникати однакові напруження. Після завершення ремонтних робіт опору знову повертають у вихідне положення, щоб геометрична вісь стала прямою лінією.

Іншим аспектом використання системи при зупинці агрегату є часткова або повна заміна опор. При їх опусканні істотно змінюються опорні моменти та реакції на решти опорах, тому важливо знати величину діючих сил та напружень. Це характерне явище рекомендується використовувати під час монтажу і ремонту корпусів обертових агрегатів. За існуючої технології ремонту опори виставляють так, щоб вісь обертання була прямою лінією. Тут важливо правильно вибрати положення осі для можливості регулювання в допустимих межах переміщення опорних роликів. Викривлення геометричної осі агрегату відбувається внаслідок зміщення деяких опор від проектного положення, а також зміни внаслідок зношування геометричних розмірів деяких деталей опорних вузлів.

Встановлено, що в перерізі опори можуть спостерігатися пружні деформації окремих її елементів. В залежності від конструкції вузла та сил, що в них виникають, ці деформації можуть досягати величин, сумірних з допусками на відхилення від прямолінійності геометричної осі обертання, що може істотно змінювати величину та характер розподілу діючих силових факторів (опорні реакції та моменти), а також значення напружень у корпусі агрегату. Тому розроблена система передбачає розрахункову схему нерозрізної багатоопорної балки на пружних опорах. Вона шарнірно зв'язана з опорами, довжина прогонів, їхній переріз, діючі навантаження та пружні характеристики опор приймаємо відомими. Це дає змогу більш точно здійснювати потрібні обчислення ресурсу агрегатів з нахиленою віссю обертання в цілому.

Запропонована система була апробована при дослідженні семиопорної цементної печі довжиною 185×5 м. Отримані результати показують, що опорні вузли обертових печей слід розглядати як пружні опори. При цьому величина зведеної жорсткості є достатньою для перерозподілу силових навантажень на корпус. Вертикальні переміщення є досить великі (3 — 6 мм), а зміна максимальних опорних моментів знаходиться в межах від -11,530 до - 12,650 МН·м, а реакцій опор від 5,424 до 5,537 МН відповідно. Перерозподіл напружень при врахуванні пружних характеристик опор може сягати істотних величин. Проведені розрахунки показали, що шляхом регулювання висотного положення опор можна отримати їх розвантаження від згинальних моментів та реакцій. Встановлено межі регулювання для кожної опори.

Аналіз отриманих результатів показує, що застосування сучасних комп'ютерних засобів для дослідження міцності обертових агрегатів дає змогу автоматизувати більшість операцій технічної діагностики та інтенсифікувати її процес.

1. Кузьо І. В., Палаш В. М. Технічне діагностування обертових агрегатів непервної дії. — Машинознавство. — 2001. — №10. — С. 47—50. 2. Бездробный О.И. и др. Обслуживание наземного цементировочного оборудования. Справочник. — М. Недра, 1996. — 480 с. 3. Микольский Ю.Н., Кравченко В.М. Выверка и центровка промышленного оборудования. — К.: Будівельник, 1979. — 188 с. 4. Кузьо І.В., Дзюбик Л.В. Вплив положення геометричної осі на міцність обертових агрегатів // Вісник "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". — Львів: НУ "Львівська політехніка". — 2007. — №588. — С. 53—57.

ВПЛИВ СКЛАДУ ЕЛЕКТРОЛІТУ НА ФАЗОВИЙ СКЛАД ОКСИДОКЕРАМІЧНИХ ПОКРИВІВ, СИНТЕЗОВАНИХ НА ТИТАНОВОМУ ТА ЦИРКОНІЄВОМУ СПЛАВАХ ПЛАЗМОЕЛЕКТРОЛІТНОЮ ОБРОБКОЮ

INFLUENCE OF COMPOSITION OF ELECTROLYTE IS ON PHASE COMPOSITION OF OKSIDOKERAMIC OF COVERS, SYNTHESIZED ON TITANIC AND ZIRCONIA ALLOYS OF PLAZMOELEKTROLIT TREATMENT

Наталія Імбірович

Луцький національний технічний університет, Україна, 46000, Волинська обл., м. Луцьк, вул. Львівська, 75.

In this work investigational influence of composition of electrolyte on phase composition of oksidokeramic cover on zirconia and titanic alloys. Such covers are high functional characteristics. The main constituent of layer of oxide on a zirconia alloy is a high temperature phase of ZrO_2 , and on titan is a

rutile which sets hardness of cover. It is set that phase composition of covers does not depend on time of treatment.

Плазмові технології отримання захисних покриттів мають досить широке застосування. Серед них особливо перспективним є синтез їх на вентильних металах у плазмі іскрових розрядів у системі метал-електроліт. При цьому покрття має полікристалічну структуру, близьку до кераміки. Особливістю оксидної плівки на вентильних металах є її уніполярна провідність у контакті з електролітом. Важливу роль у формуванні безпористого, пористого, аморфного чи кристалічного оксидного шару відіграють електроліти та режими, в яких формуються ці покриття. Структура та склад плазмоелектролітних покриттів визначаються умовами їхнього формування. Властивості таких покриттів визначаються їхнім складом та структурою, які, в свою чергу, залежать від матеріалу основи, складу електроліту та режиму оброблення.

Оксидокерамічне покрття (ОКП), синтезоване на цирконієвому сплаві Zr — 2,5 % Nb, містить найбільше моноклінної фази ZrO₂ (96...98 %) з параметрами гратки: a=5,1459, b=5,2115, c=5,3128, $\gamma=99^{0}22'$. Рентгеноструктурним аналізом виявлено також проміжні фази, такі як ZrO ($\approx 0,5$ %) та Zr₂O (1,5...3,3 %).

Вважається, що діоксид цирконію є *n*-напівпровідником і що його структура характеризується наявністю кисневих вакансій [1]. При високій температурі (900...1000 0 C) ZrO₂ — напівпровідник *p*-типу та його структура характеризується наявністю кисневих іонів заміщення [1].

Нами було досліджено фазовий склад ОКП, отриманих у різних електролітах за різних режимів оброблення. Виявлено, що їхня структура майже однакова. Так, покрття синтезоване в електроліті складу 3г/л КОН + 2г/л рідкого скла при співвідношеннях струмів $I_{\kappa}/I_{a}=1$ та часі оброблення $\tau=20$ хв, складається з 98,4 % моноклінної фази ZrO₂, 1,4 % ZrO та 0,2 % Zr₂O.

У складнішому електроліті 10г/л КОН + 15г/л рідкого скла + 0,1г/л GrO₃ + 10г/л H₂O₂ при $I_{\kappa}/I_a=1,5$ а $\tau=40$ хв утворюється покриття, яке містить 96,1 % моноклінного оксиду цирконію, 3,3 % гомогенної фази ZrO та 0,7 % нестехіометричного оксиду Zr₂O.

Слід зауважити, що з'єднання ZrO є нестабільним при температурах понад 1200^{0} C і вміст цієї фази при звичайному окисленні складає 15,0 — 25,0 ат.%. При плазмохімічному ж окисленні цирконію оксид складу ZrO міститься в невеликій кількості (1...3 %). Найбільш стійким є стехіометричний оксид ZrO₂, який і є основною складовою даних оксидокерамічних покриттів.

При окисленні титану та деяких його сплавів інтенсивно проходять всі три процеси. Процес росту оксидного покриття під час синтезу титану в електролітній плазмі включає: а) адсорбцію молекул кисню з газової фази на поверхні оксидного шару; б) дисоціацію адсорбованих молекул на атоми та наступну іонізацію атомів кисню: $O_2 \rightarrow O + O$ та $O + 2e \rightarrow O^{2^-}$; в) дифузію аніонів до межі поділу метал — оксидна плівка; г) взаємодія катіонів та аніонів з утворенням оксидів: $mMe^{n+} + (m \times n/2)O^{2^-} \rightarrow Me_mO_m \times n/2$ [2].

При температурах понад 500 0 C слід враховувати можливість розчинення кисню в металі в процесі окислення.

Головною складовою оксидного шару на титані при високотемпературному окисленні є рутил TiO_2 (понад 60 %). Особливості його будови обумовлюють дифузійну рухливість іонів кисню й титану, а також кінетику параболічного окислення. Рутил належить до напівпровідників *n*-типу, має ромбічну сингонію. Він містить до 60 % титану.

При оксидуванні титанового сплаву в електролітній плазмі іскрових розрядів системи метал — електроліт, синтезований ОКП містить до 30 % анатазу, а також невелику кількість α-Ti (≈10 %).

Для порівняння зроблено рентгеноструктурний аналіз ОКП, синтезованих в електролітах різної концентрації та різної тривалості оброблення τ. Так, в електроліті складу 10г/л КОН + 15г/л рідкого скла та при τ = 30 хв міститься 61 % рутилу, 29,1 % анатазу та 9,9 % α -Ti.

У менш концентрованому електроліті 5г/л КОН + 5г/л рідкого скла та при τ =60 хв утворюється оксидокерамічне покриття, яке складається з 66,9 % TiO₂ ромбічної сингонії, 21,6 % TiO₂ тетрагональної сингонії та 11,5 % α -Ti.

Загалом фазовий склад ОКП не сильно різниться. В згаданих покриттях складових елементів електроліту (K, Si) не виявлено, а їхній фазовий склад не залежить від часу оброблення, оскільки аналіз синтезу цирконієвого сплаву показав що, незважаючи на вдвічі менший час оксидування, в менш концентрованому електроліті міститься більше основної фази (ZrO₂), яка визначає властивості покриття.

Провівши аналіз фазового складу ОКП [3, 4], встановлено, що високі механічні та корозійні властивості оксиду на цирконієвому сплаві забезпечує високотемпературна фаза ZrO_2 , а на титановому TiO₂ ромбічної сингонії (рутил). Відповідно більший вміст кожної з цих фаз покращує міцнісні властивості покриття. Отже, в менш легованих електролітах (для цирконію 3г/л лугу та 2 г/л рідкого скла, а для титанового сплаву 5 г/л КОН та 15 г/л рідкого скла) утворюються покриття високої твердості.

1. Войтович Р. Ф. Окисление циркония и его сплавов. — К.: Наук. думка, 1989. — 288 с. 2. Лазарев Э. М., Корнилова З. И., Федорчук Н. М. Окисление титановых сплавов. — М.: Наука, 1985. — 141 с. 3. Клапків М. Д., Повстяна Н. Ю., Никифорчин Г. М. Створення конверсійних оксидокерамічних покривів на цирконієвих та титанових сплавах // Фізико-хімічна механіка матеріалів. — 2006. — №2. — С.117—124. 4. Никифорчин Г. М., Повстяна Н. Ю., Клапків М. Д., Посувайло В. М. Корозійна тривкість цирконієвих та титанових сплавів і їх конверсійних оксидокерамічних покривів // Наукові нотатки. — Луцьк: ЛДТУ, 2004. — Вип. 15. — С. 227—232.

ТЕХНОЛОГІЯ РЕМОНТУ ОПОРНИХ ВУЗЛІВ ТРУБОПРОВОДІВ НА НАДЗЕМНИХ ПЕРЕХОДАХ ЧЕРЕЗ РІЧКИ І ЗАБОЛОЧЕНІ ДІЛЯНКИ

TECHNOLOGY OF REPAIR OF SUPPORTING KNOTS OF PIPELINES ON ABOVE-GROUND TRANSITIONS THROUGH THE RIVERS AND AREAS ARE SWAMPED

Андрій Кичма, Ярослав Данило

Національний університет "Львівська політехніка", 79013, м. Львів, вул. Ст. Бандери 12. Тел. (032)297-13-64, e-mail: <u>akychma@gmail.com</u>

It was carried out the analysis of known methods of repair of support units of pipelines on the overpassages of beam type and problems which appear during its realization. Generalizing the known methods of repair it was developed, produced and carried out manufacturing tests of the complex of technical means and software for repair and reconstruction operations of support units of pipelines on the overpassages of beam type. Presented results of calculations for determining the lifting force and displacement of pipeline, and suggested method of inspection durability of ferroconcrete support during the process of repair operations.

Магістральні трубопроводи (МТ) галежать до об'єктів підвищеного ризику. Оскільки з кожним роком трубопровідна система старіє, в ній відбуваються кількісні та якісні зміни як з погляду наростання проблем з її надійності, так і ефективності експлуатації трубопроводів. Трапляються й аварійні ситуації, які призводять до великих матеріальних затрат та забруднення довкілля [1, 2].

Відомо, що в місцях контакту трубопроводів з опорними конструкціями з'являються корозійні процеси металевої поверхні труб, які спричиняють їхнє поступове руйнування. Це явище характерне як для лінійної частини МТ, так і для технологічних трубопроводів насосних та компресорних станцій, де в однаковій мірі є велика кількість опорних вузлів [3].

Провести візуальний огляд та контроль параметрів технічного стану опорної ділянки трубопроводу 2 (рис. 1), що знаходиться під півхомутами 3, 4 та ізолюючими прокладками 5 і за потреби виконати ремонтно-відновлювальні роботи, можливо тільки за умови підіймання ділянки трубопро-
воду з ложементом і сідловиною опори 6 відносно опорних котків 7. Однак, як показує практика експлуатації, на важкодоступних ділянках переходів МТ через відсутність мобільних підіймальних пристроїв такі роботи переважно не проводяться. Вантажопідіймальна техніка не може переміститися до опори балкового переходу, що знаходиться у важкодоступних місцях, наприклад, безпосередньо у руслі ріки чи на заболочених ділянках, без високовартісних підготовчих робіт з облаштування під'їзних шляхів і монтажних майданчиків.

Запропонований комплекс технічних і метрологічних засобів включає: установку [4] (рис. 2) для розвантаження опорного вузла і підіймання ділянки трубопроводу 2 (див. рис.1 і рис.2) з ложементом і сідловиною опори 6 відносно опорних котків 7; пневмоподушки 8; індикатор контролю висоти підйому ділянки трубопроводу 9; системи контролю напруженого стану трубопроводу в процесі зміни його положення; портативний комп'ютер (Notebook) з програмним забезпеченням для розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) елементів опорного вузла і трубопроводу та визначення граничних технологічних параметрів (максимально допустима висота піднімання та потрібний тиск у пневмосистемі підіймальної установки).

Вибір конструктивних особливостей підіймальної установки передбачав дотримування таких важливих вимог, як висока технологічність монтажу та демонтажу, максимальна маса окремих елементів не повинна перевищувати 16 кг, а маса конструкції в цілому — 500 кг. При цьому вантажопідйомність установки — 480 кН, а висота піднімання — 120 мм. Слід зазначити, що монтаж підіймальної установки здійснювався двома монтажниками на протязі 30-40 хвилин. Опора була розташована в місці з відсутнім під'їздом для підіймальних механізмів, а висота опори над рівнем поверхні грунту складала 10 м. Форми складових елементів конструкції були підібрані таким чином, щоб передавання додаткових зусиль на трубопровід 2 (рис. 1) та на залізобетонний ростверк 1, не призвели до їх перевантаження чи руйнування.





Рис. 1. Конструкція рухомої опори: 1 – залізобетонний ростверк; 2 – трубопровід; 3 – півхомут нижній; 4 – півхомут верхній; 5 – ізолююча прокладка; 6 – сідловина опори; 7 – опорний коток; 8 – опорна плита

Рис. 2. Підіймальна установка

Запропоновані комплекс технічних засобів і програмне забезпечення були використані в УМГ "Львівтрансгаз" під час піднімання ділянок трубопроводів на опорах надземного переходу через ріку

Стрий МГ "Пукеничі — Дашава" Ду 500 та МГ "КЗУ-ІІ — ДКС Опари" Ду 1000. Перед виконанням цих робіт були проведені обстеження вищезгаданих ділянок газопроводів. Визначено дійсне планововисотне положення МГ, технічний стан зварних швів, фактичні товщини стінки трубопроводу і механічні характеристики металу труби. Також були визначені механічні характеристики бетону та НДС трубопроводів на різних етапах їх піднімання. Проведено порівняльний аналіз експериментальних та розрахункових методів. Випробовування показали, що при відповідній попередній підготовці, проведенні потрібних розрахунків і безперервному контролі технічних параметрів (висота піднімання ділянки трубопроводу, тиск у пневмоподушках, зміна НДС) у процесі піднімання, можна безпечно проводити ремонтно-відновлювальні роботи без припинення перекачування газу в МГ.

1. Мазур И.И., Иванцов О.М. Безопасность трубопроводных систем. — М.: Издательский центр "ЭЛИМА". — 2004. — 1097 с. 2. Смоляк Т.І., Конохова О.В. Розрахунок міцності газопроводів з корозійними дефектами // Нафтова і газова промисловість. — 2005. — №4. — С. 30—33. 3. Беккер М.В., Мандра А.С., Ніколаєв В.О., Ксендзюк С.В. Технологія ремонту повітряних переходів магістральних трубопроводів та методика її застосування // Інформаційний огляд ДК "Укртрансгаз". — 2004. — №4 (28). — С. 5—6. 4. Савула С.Ф., Банахевич Ю.В., Зубик Й.Л., Кичма А.О., Новіцький Я.М. Спосіб ремонту ділянок трубопроводів розташованих на колонах балкових переходів. — Деклараційний патент України № 21540. — Опубл. в Бюл. №3 від 15.03.2007. 2 с.

ВПЛИВ АЗОТУВАННЯ НА ЗНОСОТРИВКІСТЬ ДВОФАЗНИХ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ ВТ6 ТА ВТ22

INFLUENCE OF NITRIDING ON WEAR RESISTANCE OF TWO-PHASE TITANIUM ALLOYS BT6 AND BT22

Тарас Кравчишин, Віктор Федірко, Ірина Погрелюк

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

In work was researched influence of nitiriding on wear resistance of two-phase titanium alloys BT6 and BT22. The purpose of researches consisted in providing the regulated characteristics of surface layers at the conservation of satisfactory level of strength of alloys. Structure and physical-chemical characteristics of the nitrided surface layers were investigated.

Завдяки своїм унікальним властивостям титанові сплави широко використовують в літакобудуванні та інших галузях промисловості. Особливої уваги заслуговують високоміцні (α+β)-титанові сплави ВТ6 та ВТ22, рівень зміцнення яких забезпечується зміцнювальним термічним обробленням. Проте вони мають погані антифрикційні властивості, що перешкоджає їх широкому використанню у вузлах шасі літака, які працюють при контактному навантаженні. Оскільки триботехнічна поведінка пари тертя визначаються властивостями поверхні, зокрема, фізичними та механічними, то для застосування деталей з титанових сплавів у вузлах тертя треба змінити ці властивості у потрібному напрямі [1].

Для підвищення зносостійкості титанових сплавів застосовують різні види поверхневого оброблення. До сьогодні найуніверсальнішим методом інженерії поверхні залишається хімікотермічне оброблення, як процес, що легко відтворюється й дає змогу обробляти деталі складної форми. Як показує аналіз літературних даних, найперспективнішою, ефективною і економічно виправданою поверхневим хіміко-термічним обробленням вважається азотування.

У цій праці досліджували вплив азотування на зносотривкість двофазних титанових сплавів ВТ6 (Ti-6Al-4V) та ВТ22 (Ti-5Al-5Mo-5V-1,5Cu-Fe).

Передумовою для реалізації роботоздатної пари тертя TiN-TiN з титанових сплавів BT6 та BT22, які широко використовуються в літакобудуванні як конструкційний матеріал, є формування поверхневого зміцненого шару з такими параметрами: товщина нітридної плівки (на базі Ti₂N) — 0,5...2,0 мкм; глибина зміцненого шару Ti(N) — 50 мкм; шорсткість поверхні $Ra \le 1,25$ мкм; поверхнева мікротвердість $H\mu \ge 6$ ГПа. При цьому міцність ($\sigma_{\rm B}$) сплаву BT6 не повинна бути нижчою 900...950 МПа, а сплаву BT22 — 1070...1270 МПа відповідно. Для досягнення регламентованих характеристик приповерхневого шару зберігаючи задовільний рівень міцності азотування реалізовували в рамках штатного термічного оброблення сплавів BT6 та BT22.

Випробування на знос зразків сплавів ВТ6 та ВТ22 після азотування проводили за схемою спряження диск — колодка на серійній установці СМЦ-2 (у гідрорідині АМГ-10) на базі 5 км при питомому навантаженні 1, 2, 3, 4 МПа і швидкості обертання 0,6 м/с. Пара тертя TiN-TiN складалась зі сплаву одної марки ВТ6 та ВТ22.

Властивості сплавів після хіміко-термічного оброблення за запропонованими способами порівнювали з властивостями сплавів після оброблення за відомим режимом азотування для цих сплавів. Аналіз результатів показав, що застосування запропонованих способів оброблення титанових сплавів ВТ6 та ВТ22 дає змогу підвищити їхню зносотривкість порівняно з відомим режимом азотування.

1. Федірко В.М., Погрелюк І.М. Азотування титану та його сплавів. — К.: Наук. думка, 1995.— 220 с.

ПРОБЛЕМИ ЗАСТОСУВАННЯ МАСТИЛЬНО-ОХОЛОДЖУЮЧИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ У ТЕХНІЦІ Й ТЕХНОЛОГІЇ

LUBRICANT COOLING TECHNOLOGICAL MEANS APPLICATION PROBLEMS IN THE TECHNIQUES AND TECHNOLOGY

Василь Ларшин

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

An analysis of lubricant cooling technological means application problems in the techniques and technology is resulted.

Різні мастильно-охолоджувальні технологічні засоби (МОТЗ) отримали широке поширення в техніці й технологіях. У багатьох конструкціях машин і механізмів (двигуни внутрішнього згорання, дизельні двигуни, редуктори, передавальні механізми й підшипникові вузли), а також у низці технологічних процесів (при обробленні різанням, тиском і т. д.) без цих засобів взагалі не можливо обійтися. Велика кількість виробників, широка номенклатура вироблених ними олив, мастил, присадок та інших технологічних засобів, ставлять перед споживачами складне завдання вибору найкращого продукту за співвідношенням "ціна — якість".

Усі мастильні матеріали традиційно поділяють на два класи за характером їхнього застосування.

1. Для зменшення зносу з'єднаних деталей машин — тут мащення є конструкторським матеріалом, без якого робота механізму часто не можлива. У цьому випадку мастило повинно бути неруйнівним.

2. Для підвищення ефективності технологічних процесів механічного оброблення заготовок і деталей машин (різання, шліфування, штампування й т. п.) — тут мастило застосовується для поліпшення оброблюваності матеріалу заготовок, тобто є руйнівним.

У першому випадку мащення підбирається виходячи з вимог збереження й модифікування властивостей поверхневого шару в процесі експлуатації машини. Шар мащення різко зменшує коефіцієнт тертя й створює робоче середовище для дифузійного насичення поверхневого шару речовинами, що входять до складу мащення. Це робоче середовище захищає поверхневий шар від проникнення агресивних середовищ.

У другому випадку сполука МОТЗ повинна виконувати складнішу функцію. Стосовно різального інструмента властивості МОТЗ повинні бути такими ж, як і в першому випадку, тобто мащення повинно зменшувати коефіцієнт тертя й створювати захисні плівки на робочій частині різального інструмента. Однак стосовно матеріалу оброблюваної заготовки МОЗТ повинні мати руйнівні властивості. Причому, при обробленні металів різанням МОТЗ попадає на з'єднані деталі технологічного устаткування, на які вони повинні діяти як звичайні мастильні матеріали. Таким чином, вимоги до МОТЗ суперечливі: вони повинні вибірково руйнувати оброблюваний матеріал заготовки і в той же час володіти властивостями, які не допускають зносу різального інструмента й механізмів технологічного устаткування.

Відомо, що властивості, які не допускають зносу, можуть бути забезпечені за рахунок ефекту вибіркового переносу, відкритого Крагельським І. В. і Гаркуновим Д. М. у 1956 році стосовно до умов поверхневого граничного мащення (на відміну від об'ємного гідродинамічного мащення).

В останні 10 — 15 років істотно розширилася номенклатура мастильних матеріалів, а також присадок і добавок до мастил, які не тільки зменшують коефіцієнт тертя, але й сприяють відновленню зношеної поверхні за рахунок, наприклад, ефекту вибіркового переносу й інших ефектів. Такі речовини отримали назву ревіталізантів. Прикладом вітчизняного ревіталізанта є засіб "ХАДО" (може бути додано до будь-якого виду мастила: мінерального, синтетичного або напівсинтетичного), а прикладом антифрикційної добавки є засіб *ER (Engine Release, США)*, що сприяє зменшенню коефіцієнта тертя з 0,08 до 0,02.

Механізми дії мастил багато в чому залишаються нез'ясованими. Вони пов'язані з фізикою та хімією адсорбційних поверхневих явищ, причому керування властивостями мастил здійснюється умовами тертя (сили, тиск, температура), вибором матеріалів контактуючих тіл і поєднань матеріалів, що змащуються.

Явище зменшення міцності та зміни пластичності (її зменшення або збільшення) твердих тіл при одночасній дії зовнішнього навантаження і адсорбованого на поверхні деформованого тіла поверхнево-активного (хімічно не агресивного) середовища було відкрите в 1928 році П. О. Ребіндером (ефект Ребіндера). Саме П. О. Ребіндер висловив ідею про те, що в основі всіх аналогічних змін механічних властивостей твердих тіл під дією поверхнево-активних речовин (ПАР) лежить зменшення вільної поверхневої енергії, і, як наслідок, зменшення роботи, потрібної для утворення нових поверхонь. Оскільки руйнування можна розглядати як процес утворення нових поверхонь (поверхонь зломів і тріщин руйнування), то, таким чином, адсорбція ПАР полегшує руйнування [1]. Ідеї та дослідження П. О. Ребіндера започаткували новий напрям у вченні про міцність твердих тіл фізико-хімічну механіку матеріалів. Відкритий П. О. Ребіндером ефект адсорбційного зниження міцності твердих тіл і дане пояснення цього ефекту отримало загальне визнання. Цей ефект експериментально і теоретично підтверджений як в працях П. О. Ребіндера, так і в дослідженнях української школи вчених: Г. В. Карпенка, В. Й. Ліхтмана, Є. Д. Щукіна та інших (фізикомеханічний інститут АН УРСР, м. Львів). Наприклад, дослідження адсорбційного впливу рідких середовищ на процесі деформації та руйнування конструкційних матеріалів (металів) у випадку, коли зовнішнє навантаження є знакозмінним, було розпочато в 1947 році в Україні працями академіка Г. В. Карпенка та його співробітниками [1]. Ефект зниження межі витривалості металів у різних поверхнево-активних (хімічно-агресивних) середовищах (приблизно до 10...20 %) був названий Г. В. Карпенком "адсорбційною втомою". Цей ефект (ефект адсорбційної втоми металів відкритий Г. В. Карпенком у 1949 році) спостерігається у всіх поверхнево-активних середовищах і зумовлений зменшенням поверхневої енергії твердих тіл за рахунок адсорбції ПАР, головним чином, на поверхнях дефектів. Г. В. Карпенко встановів також універсальність і первинність адсорбційного ефекту Ребіндера при дії зовнішнього середовища на робоче тіло, тобто показав, що адсорбційний ефект полегшення деформації та руйнування твердих тіл є зажди першим етапом впливу середовища на їхні механічні властивості. Тільки за цим етапом вступають у дію процеси іншого впливу середовища, наприклад, корозійного [1]. Дослідження, проведені Г. В. Карпенком і Р. І. Крип'якевичем, виявили також роль водню при окрихченні металів у нейтральних електролітах, таких як морська вода. Встановлено, що причиною руйнування металу при його значних деформаціях у згаданому середовищі може бути водень. З проблеми водню в металах опубліковано багато наукових праць, зокрема, в 1960 р. у видавництві АН УРСР вийшла монографія Г. В. Карпенка "Вплив водню на механічні властивості сталі", а в 1962 р. — Г. В. Карпенка і Р. І. Крип'якевича "Влияние водорода на свойства стали" (Металлургиздат, Москва) та низка інших. Дослідження водневої проникливості металів при високих температурах стало самостійною темою, бо це питання служить не тільки передумовою для вирішення проблем водневої крихкості, але й само собою дуже актуальне для сучасної техніки.

Донедавна грунтовно досліджували лише вплив МОТЗ на технологічні параметри процесів різання, а підбір МОТЗ здійснювався емпірично. Однак раціональний підбір і створення високоефективних МОТЗ можливі тільки при глибокому вивченні природи їхньої дії.

На кафедрі технології машинобудування Одеського національного політехнічного університету розроблена методика визначення ефективності застосування твердих технологічних мастил (TTM) при шліфуванні [2]. Ця методика склала основу для розроблення автоматизованої комп'ютерної системи оцінки ефективності застосування TT3. Програмне забезпечення системи виконане в середовищі Microsoft Excel.

1. Панасюк В.В., Максимович Г.Г. Деякі питання розвитку фізико-хімічної механіки матеріалів. — К.: Наукова думка, 1970. — 96 с. 2. Ларшин В.П., Гречиха А.А. О механизме действия твердых смазок на силы резания при шлифовании // Вестник инженерной академии Украины. — Спец. выпуск КВ №2635. — 2000. — С. 215—218.

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАРІЗАННЯ ПРЯМОЗУБИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ДИСКОВИМИ ІНСТРУМЕНТАМИ ПРИ НЕПЕРЕВНОМУ ДІЛЕННІ

TECHNOLOGICAL PROVIDING OF CUTTING DIRECT GEAR-WHEELS BY DISK INSTRUMENTS AT NON TORN DIVISION

Ярослав Литвиняк

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

The results of research of process of formation of indents are resulted at the concerted motion of purveyance of gear-wheel with circled motion of ax of disk instrument which provide the increase of technological flexibility of operations of milling of indents.

Сучасні вимоги до зубчастих передач, які встановлюють споживачі транспортних, вантажопідіймальних машин, верстатів тощо, спрямовані на підвищення їхньої точності, міцності, зниження шумності, металоємності при оптимальному співвідношенні ціна — якість. Велика номенклатура зубчастих передач і низький рівень серійності додатково ускладнюють задачу виготовлення зубчастих коліс, що спонукає до використання переналагоджуваного устаткування, технологічного спорядження, а також металорізальних інструментів і технологічних процесів пристосованих до потреб швидко змінюваного виробництва. Один зі шляхів досягнення поставлених завдань, який реалізується у провідних промислово розвинутих країнах, достатньо вартісний і полягає у застосуванні зубофрезерних верстатів з ЧПК та відповідних комбінованих або суцільних черв'ячних фрез класу точності А або АА. Інший шлях, який цілком відповідає умовам більшості вітчизняних підприємств, грунтується на застосуванні нового, технологічно гнучкого способу формоутворення зубчастих вінців, який базується на повному використанні технологічних можливостей існуючих зубофрезерних верстатів, однак потребує додаткового, нетипового технологічного спорядження і конструктивно простих зуборізних дискових інструментів, невеликих капіталовкладень, що загалом дасть забезпечити сучасні високі вимоги до зубчастих передач. Сучасні еволюційні тенденції розвитку технологічних процесів виготовлення зубчастих коліс свідчать про те, що операція зубофрезерування стала визначальною при забезпеченні кінцевої точності зубчастого вінця колеса завдяки застосуванню дорогих, конструктивно удосконалених, високоточних, у деяких випадках комбінованих, черв'ячних фрез.

Альтернативним способу зубофрезерування черв'ячними фрезами є спосіб нарізання зубчастих вінців коліс дисковими інструментами за умови безперервного ділення при кінематичному переміщенні осі фрези по круговій траєкторії або зворотно-поступально. Узгоджений неперервний рух дискового інструмента та заготовки зубчастого колеса забезпечує формоутворення профілю зубців колеса при значно вищій, у порівнянні з традиційною, продуктивністю зубофрезерування та прийнятною точністю. Отримуваний профіль зубців колеса визначається кінематичними співвідношеннями між узгодженими кутовими рухами інструментальної оправки з дисковим інструментом і заготовки зубчастого колеса та може бути як евольвентним, так і синусоїдальним. Конструктивні показники зубчастих коліс, в першу чергу, залежать від зміщення e осі дискового інструмента відносно осі інструментальної оправки, яка з врахуванням модуля m, кута профілю α_0 та ширини 26 головного різального ребра дискової фрези паралельного осі обертання інструментальної оправки, визначається

за такою залежністю -
$$e = \frac{m}{2} \cdot \left(tg\alpha_0 \cdot cos\left(\frac{2\delta}{m}\right) \right)^{-1}$$
.

Форма бокової поверхні зубців зубчастих коліс не залежить від зовнішнього діаметра дискового інструмента. Відхилення форми бокової поверхні зубців, а також симетричність зубця визначаються похибкою встановлення дискового інструмента на зубообробному верстаті, тобто залежать від зміщення площини симетрії дискового інструмента відносно центральної площини симетрії заготовки зубчастого колеса. Застосування дискового інструмента з головним різальним лезом певної ширини, яке паралельне осі обертання інструмента, потребує радіального коригування положення профілюючої поверхні дискового інструмента відносно осі обертання заготовки зубчастого колеса.

Формування бокової поверхні зубців колеса здійснюється точкою робочого кола вершин зубців дискового інструмента, яка у певний момент часу найбільш наближена до осі заготовки зубчастого колеса. Ця точка переміщується по боковій поверхні зубців колеса вздовж певної, замкнутої навколо ділильного кола, траєкторії руху, яка нагадує просторову гвинтоподібну криву при круговому русі дискового інструмента або синусоподібну двомірну (розташована в площині) криву при зворотно-поступальному русі дискового інструмента. Вершини окремих зубців дискового інструмента переміщуються вздовж гвинтоподібних траєкторій та контактують безпосередньо з боковою поверхнею зубців колеса. Точки контакту — формоутворюючі, тому їхні координати можуть використовуватись для математичного опису бокових поверхонь зубців колеса. В проекції на радіальну площину заготовки зубчастого колеса, яка містить вісь заготовки, для колового або зворотно-поступального руху дискового інструмента траєкторія руху вершин його зубців є відповідно колом або еліпсом з великою віссю, що повернута під певним кутом до горизонтальної площини, яка, в свою чергу, перпендикулярна до осі заготовки колеса.

При нарізанні зубців циліндричних зубчастих коліс круговий рух дискового інструмента, переміщення інструментальної оправки вздовж осі зубчастого колеса та коловий рух заготовки забезпечують часткове формування міжзубцевої западини колеса за кожний оберт заготовки кожною точкою різального ребра зубця інструмента, яка, в свою чергу, переміщається по кільцевій, замкнутій навколо осі заготовки, гвинтоподібній траєкторії, а в площині дискового інструмента утворює концентричне коло сталого радіуса навколо осі обертання інструментальної оправки. Завдяки цьому форма та розміри шарів металу, які зрізаються одним і тим самим різальним зубцем дискового інструмента залишаються сталими, хоча міжзубцеву западину утворюють відмінні один від одного сліди, залишені кожним активним різальним зубцем дискового інструмента в радіальному та коловому напрямі заготовки зубчастого колеса. В процесі різання стружки, які зрізаються вхідними лезами зубців дискового інструмента мають більшу довжину, яка в цілому визначається величиною осьової подачі, на відміну від довжини стружок, які зрізаються вихідними лезами згаданих зубців і залежать від різниці радіусів вершин зубців відносно осі обертання інструментальної оправки. Миттєві площі зрізу на вихідних лезах зубців перевищують миттєві площі зрізу на вхідних лезах, тому в діапазоні використовуваних для однопрохідного чорнового зубофрезерування осьових подач, бокові ребра зубців дискового інструмента сприймають різне навантаження. Миттєві сили різання, які діють на всіх активних зубцях дискового інструмента, періодично змінюють свою величину за один оберт інструментальної оправки, тобто в межах однієї міжзубцевої западини зубчастого колеса, тому динамічні явища процесу зубонарізання впливають на виникнення похибок кроку та профілю зубців зубчастого колеса.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЇ ВИГОТОВЛЕННЯ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ ВИСОКОШВИДКІСНИХ ТУРБОКОМПРЕСОРНИХ АГРЕГАТІВ

INCREASING EFFICIENCY OF THE TECHNOLOGY FOR MANUFACTURING SLIDER BEARINGS TO BE USED AT HIGH-SPEED TURBOCOMPRESSOR UNITS

Василь Марцинковський, В'ячеслав Тарельник, Михайло Довжик

Сумський національний аграрний університет, Україна, 40021, м. Суми, вул. Кірова, 160.

There are proposed new slider bearings technological designs with self-adjustable inserts on hydrostatic suspension (base), which have allowed to create the bearing which possesses high supporting power, reliability, economical grease consumption that, finally, positively influence dynamics of rotors and rotor machines as a whole.

Високошвидкісні турбокомпресорні агрегати (ТКА) використовують у газовій, нафтовій, хімічній та інших галузях промисловості. Потужність ТКА становить десятки МВт. Зі збільшенням потужності й колової швидкості відцентрових компресорів ускладнюються умови експлуатації опорних і упорних підшипників ковзання (ПК).

Найвідповідальнішим і дорогим вузлом ТКА є ротор. Тертя між поверхнями підшипникових шийок вала (ШВ) ротора й вкладок підшипників (ВП) спричиняє їхнє зношування. Величина цього зношування залежить від умов тертя, які визначаються низкою факторів: фізико-механічними властивостями матеріалів вала й ВП, формою й розмірами деталей, шорсткістю поверхонь тертя, швидкістю, навантажувальним і тепловим режимами пари тертя, способом підведення, кількістю і якістю мастила. Великий вплив на зношування поверхонь деталей має середовище, в якому вони працюють.

Пришвидшення зношування й розвитку ушкоджень поверхонь тертя у післяприпрацювальному періоді залежить від наявності на поверхні тертя непоправних мікро-, а іноді й макроушкоджень, які утворилися під час припрацювання. Так, при використанні у тонкошарових підшипниках бабіту Б83 у кубічних кристалах SnSb утворюються мікротріщини, які згодом стають осередками розвитку тріщин уже в обсязі всього шару. Підшипникові сплави на основі міді мають підвищені механічні характеристики у порівнянні з бабітами. При використанні сплавів на основі міді пошкоджуваність підшипників проявляється у вигляді підвищеного зношування, гіршої припрацьовуваності й більшої імовірності утворення задирки. У зв'язку з цим виникає проблема формування як на бабітових, так і на бронзових ВП спеціальних покриттів, які поліпшують умови припрацювання.

Немаловажною проблемою під час виготовлення ВП є гарантоване забезпечення міцного зв'язку між підкладкою і бабітовим шаром.

Таким чином, завдання створення технології виготовлення ПК нового покоління з доброю припрацьовуваністю і несучою здатністю, високою надійністю, економічною витратою мастила й міцним зчепленням антифрикційного шару з підкладкою є актуальним і практично значущим.

Метою праці є підвищення якості поверхневих шарів підшипників ковзання високошвидкісних ТКА за рахунок цілеспрямованого вибору технології оброблення елементів пар тертя, що дає можливість найекономічніше забезпечувати потрібну якість підшипникових вузлів при виготовленні найвідповідальніших деталей цього класу машин.

Для досягнення поставленої мети розв'язувались такі задачі:

— систематизувати способи підвищення якості елементів пар тертя ПК машин, що працюють в умовах інтенсивних навантажень і швидкостей обертання;

— розробити систему спрямованого вибору технології виготовлення ПК високошвидкісних агрегатів;

— розвинути й удосконалити технології електроерозійного легування (ЕЕЛ) контактуючих поверхонь пар тертя в ПК високошвидкісних машин;

— розробити технологічні методи підвищення якості зчеплення антифрикційного шару вкладки ПК з підкладкою;

— розвинути й удосконалити технології підвищення якості поверхонь тертя пари "вкладка підшипника — шийка вала" високошвидкісних турбокомпресорних агрегатів;

— впровадити результати досліджень у практику виготовлення ПК високошвидкісних турбокомпресорних агрегатів.

У результаті проведених досліджень отримані такі результати:

1. На підставі виконаних досліджень розроблені наукові принципи спрямованого вибору технології забезпечення потрібної якості елементів ПК найекономічнішими методами, що дає змогу підвищити конкурентоспроможність ПК високошвидкісних турбокомпресорних агрегатів.

2. Застосування перехідних шарів з олов'яної бронзи й міді, які наносилися методом ЕЕЛ у захисному середовищі аргону, підвищує міцність з'єднання сталевої підкладки з антифрикційним бабітовим шаром у порівнянні з традиційною технологією відповідно на 2,3 і 35 % (патент UA 64613).

3. Застосування після ЕЕЛ методу безабразивного ультразвукового фінішного оброблення (БУФО) приводить до зниження шорсткості (*Ra*) з 1,25 до 0,05 мкм, збільшення стискаючих напружень з 70 до 500 МПа й формування поверхневого шару з мікротвердістю на поверхні 8000 МПа. Комбінована технологія ЕЕЛ+БУФО рекомендується до практичного застосування для зміцнення підшипникових шийок роторів.

4. Розроблено методику визначення раціональних режимів формування методом ЕЕЛ:

— перехідного шару з міді, що підвищує міцність зчеплення підкладки зі сталі 20 і антифрикційного бабітового шару. При цьому отримано рівняння продуктивності процесу ЕЕЛ сталі 20 міддю й визначені його константи (мінімальний час легування Т й енергія активації процесу Е_A);

— на поверхні бронзових вкладок ПК покриттів складу: срібло+мідь+бабіт і срібло+свинець+ срібло, що дають можливість у два рази скоротити час припрацювання й підвищити довговічність підшипника в 1,8 рази (патенти UA78155, RU2299790);

— на бічних, вхідних і вихідних краях поверхні бронзових ВП смуг додаткового мікрорельєфу, що являють собою КЕП (срібло+мідь+бабіт++срібло), які підвищують несучу здатність ПК до 20% (патенти: UA77906, RU2299791).

5. Нові конструктивні рішення з модернізації ПК дали змогу знизити температуру й підвищити товщину мастильного шару й таким чином створити підшипник, що має у два рази більшу несучу здатність, надійність, економічну витрату мастильного матеріалу, що в кінцевому підсумку позитивно впливає на динаміку ротора й роторної машини в цілому (патенти: UA763, RU19887, BY3489).

6. Економічний ефект від впровадження основних положень роботи у виробництво становить 134 тис. грн.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у такому:

— вперше розроблена система цілеспрямованого вибору технології виготовлення ПК високошвидкісних ТКА, що дає можливість формувати поверхні пар тертя із заданими експлуатаційними властивостями;

— зазнала подальшого розвитку теорія електроерозійного легування елементів підшипника, що дало змогу формувати поверхневі шари пар тертя ПК високошвидкісних машин з бажаними експлуатаційними характеристиками;

— доведено доцільність забезпечувати наявність підшару з міді й олов'яної бронзи під час нанесення антифрикційного бабітового шару й припрацювальних покриттів ПК, що істотно підвищує зносостійкість вузлів тертя;

— вперше визначений взаємозв'язок між технологією формування покриття, яка забезпечує підвищення надійності ПК, та експлуатаційними характеристиками підшипникових вузлів високошвидкісних ТКА.

ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЇ ДУГОВОГО ЗВАРЮВАННЯ КІЛЬЦЕВИХ НЕПОВОРОТНИХ СТИКІВ МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВОДІВ

OPTIMIZATION OF TECHNOLOGY OF THE ARC WELDING OF CIRCULAR IRREVOCABLE JOINTS OF MAIN PIPELINES

Володимир Палаш, Андрій Дзюбик

Національний університет "Львівська політехніка", Україна, 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 13.

Possibility of optimization of process of welding of irrevocable joints of main pipelines is considered by application of the semi-automatic welding in the environment of protective gases. For implementation of root stitch it is suggested to apply STT technology, and for fillings and facings CBT, that enable to carry out monitoring of process of education and transference of welding drop.

Інтенсифікація технологічного процесу виготовлення магістральних трубопроводів не в останню чергу здійснюється за рахунок впровадження нових способів їх зварювання. При цьому найскладніше оптимізувати технологію отримання неповоротних стиків. Вона характеризується низкою труднощів (зварювання в різних просторових положеннях, точність збирання стиків тощо), які потребують додаткових пристосувань або вузько спеціалізованого устаткування.

Застосування новітніх методик керування процесами зварювання дає змогу максимально усунути труднощі та отримати якісні зварні з'єднання. Особливо актуальним це є при виконанні кореневого шва. Тут мінімальні коливання параметрів режиму зварювання створюють умови до виникнення дефектів. Тому застосування дугового зварювання без некерованих пульсацій зварювального струму дає змогу поряд зі зменшенням тепловкладенням отримати регульовані параметри зварного шва. До таких технологій слід віднести методики STT і CBT [2], що дають змогу провадити моніторинг процесу утворення та перенесення зварювальної краплі. Перша з них рекомендується при виконанні кореневого шва, бо STT процес здійснюється до моменту фізичного контакту з плавким електродом. При цьому отримуються умови прецезійного контролю за зварювальним струмом та оплавленням крайок труби. Методика CBT грунтується на постійному контролі температури зварювальної ванни та її зворотним зв'язком зі струмом зварювання. При виконанні заповнювальних та облицювальних швів вона забезпечує мінімальні тепловкладення, розбризкування та зварювальні деформації. Для досліджень нами застосовувалися обичайки магістральних трубопроводів з найпоширенішою товщиною стінки — 12 і 14 мм. Матеріал труби — низьколегована високоміцна сталь марки 10Г2Б. Структура сталі ферито-перлітна з незначними вкрапленнями неметалевих включень. Потрібна міцність забезпечується мікролегуванням елементами модифікаторами, однак при цьому зростає схильність до утворення структур гартування.

Застосування ручного дугового зварювання показало необхідність обмеження величини погонної енергії зварювання для отримання якісної структури зварного з'єднання неповоротного стика труб. При цьому його працездатність істотно залежить від кваліфікації та навичок зварювальника, що виконує кореневий та гарячий (наступний після кореневого) шов. Типовими дефектами, що спостерігалися при цьому, були пропали та непровари кореня, пори та шлакові включення, істотний перегрів навколошовних ділянок та утворення структур гартування, нерівномірність формування шва у різних просторових положеннях [1].

З метою усунення вищезазначених недоліків нами запропоновано застосовувати напіватоматичне зварювання в середовищі захисних газів. Висока продуктивність процесу та можливість його використання в різних просторових положеннях створює умови для оптимізації зварювання неповоротних стиків магістральних трубопроводів. При цьому застосовувалися керовані в часі процеси на основі STT і CBT технологій [2]. Це забезпечує якісне формування швів з вищою продуктивністю праці. Кореневий шов отримується рівномірний за усім перерізом без пропалів та підрізів. Можливе також аналогічне виконання решти заповнювальних та облицювальних швів, що зменшує номенклатуру устаткування. Величина залишкових напружень і деформацій є значно нижчою, ніж при виконанні ручним дуговим зварюванням [3]. Характер їхнього розподілу є плавний та рівномірний. Дослідження напружень за довжиною шва показали аналогічну рівномірність розподілу. Останнє пояснюється істотним зменшенням кількості ділянок локального збурення напружень у місцях початку та закінчення шва.

Однак застосування лише керованих процесів для зварювання стиків обмежує можливості подальшого збільшення продуктивності праці. Тому для досліджених товщин нами рекомендується застосовувати комбінацію технологічних процесів. Зокрема, для зварювання кореневих — вищезазначене півавтоматичне зварювання в середовищі захисних газів, а решту — високопродуктивним зварюванням під шаром флюсу з примусовим формуванням шва або порошковими самозахисними дротами.

Розроблена технологія дає змогу отримувати якісні зварні з'єднання з високою швидкістю формування шва та за мінімальними залишковими напруженнями. Вимірювання залишкових напружень експериментально-розрахунковим методом показало зменшення залишкових напружень порівняно з традиційними методами зварювання на величину до 40 %. При цьому можливе застосування труб зі спеціальними властивостями (термозміцнені, спеціально оброблені чи покриті труби тощо). Втрати на розбризкування та вигоряння металу в процесі зварювання істотно менші для запропонованої технології (до 80 %) порівняно з ручним дуговим зварюванням неповоротних стиків магістральних трубопроводів.

1. Палаш В. М. Металознавчі аспекти зварності залізовуглецевих сплавів: Навч. посібник. — Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2003. — 236 с. 2. Jolanta Matusiak, Boguslaw Czwornog, Tomasz Pfeifer Сварка и пайко-сварка материалов и элементов, чувствительных к теплоте, низкоэнергетичными методами MIG/MAG // Сварщик. — 2008. — №6. — С. 26—31. 3. Палаш В. М., Юськів В. М., Дзюбик А. Р. Напруження у трубах, з'єднаних зварним кільцевим швом // Фіз. – хім. механіка матеріалів. — 2000. — №4. — С. 95— 99.

ЗВАРЮВАЛЬНІ МАТЕРІАЛИ ДЛЯ З'ЄДНАНЬ ВИСОКОМІЦНИХ СТАЛЕЙ, СХИЛЬНИХ ДО МАРТЕНСИТНОГО ПЕРЕТВОРЕННЯ

WELDING MATERIALS FOR CONNECTIONS OF HIGH-STRENGTH STEELS, INCLINED TO MARTENSYTE TRANSFORMATIONS

Роман Палаш, Ігор Назар, Андрій Дзюбик

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

With the purpose of diminishing of cost processes of welding such steel is with the simultaneous providing of quality of the welded connections, highly-MN wires are developed and approved. In the process of the automatic the metal of stitch is formed with structure of austenitu, which is inclined to the deformation strengthening (strengthening of superficial layer is under the action of plastic deformation), bar to formation technological cracks, and has a high capacity for diminishing internal tensions.

Радикальним засобом забезпечення міцності циліндричних елементів машин і конструкцій з високоміцних низьколегованих сталей, у випадку їх зварюванні без підігрівання та завершального термічного оброблення, є отримання з'єднань з аустенітним швом. Відомо, що широко вживаним базовим складом для отримання аустенітних швів є високолеговані хромонікелеві сталі, найпоширенішою серед яких є сталь марки X18H9 [1, 2].

Недоліками таких швів, окрім високої собівартості, є низька стійкість до утворення гарячих тріщин та недостатня експлуатаційна міцність під дією навантажень розтягу. Значною мірою ці недоліки усувають вибором такого хімічного складу, коли отримується не стовідсоткова аустенітна структура, а гетерогенна — аустенітно-феритна чи навіть аустенітно-мартенситна [1, 3, 4]. Однак пластичність швів при цьому помітно зменшується, що знижує їхню здатність до релаксування залишкових напружень і тим самим — до попередження утворення холодних тріщин. Водночас при цьому знижується експлуатаційна міцність зварних з'єднань циліндричних елементів. Певну проблему створює при використанні таких швів і висока ймовірність утворення в зоні сплавлення різної природи небажаних карбідних чи мартенситних прошарків.

Зважаючи на такі властивості хромонікелевого аустеніту, нами досліджувалась можливість використання аустенітних швів іншого хімічного складу, який би, при своїй недефіцитності, забезпечував зниження рівня залишкових напружень у кільцевих зварних з'єднаннях елемнетів з високоміцних сталей. Цим вимогам значною мірою відповідають високомарганцеві сталі з досить високим вмістом вуглецю — до 2% [2, 4].

У таких сталях, залежно від їхнього хімічного складу, структура може бути досить різноманітною. Відповідно відрізняються і їхні властивості. Порівнюючи їх, приходимо до висновку, що при використанні залізо-марганцевистих сталей для отримання зварних швів потрібно гарантувати отримання аустенітної структури, що забезпечить такі властивості, як високі пластичність і здатність до зміцнення та релаксації напружень, при цілком задовільній технологічній міцності. Разом з цим, аналіз [3, 5] показує, що межа плинності, твердість, здатність до зміцнення та стійкість до утворення тріщин — певною мірою визначаються як вмістом у ньому марганцю і вуглецю, так і їхнім співвідношенням.

Проаналізувавши потрійну структурну діаграму системи Fe–Mn–C та залежність властивостей високомарганцевистих сталей від вмісту в них марганцю і вуглецю та їхнього співвідношення, в якості оптимального обрано такий хімічний склад шва: 0,3 — 0,38 % C; 11 — 15 % Mn. Аналіз діаграми анізотермічного перетворення аустеніту сталі з вмістом 0,35 % вуглецю та 13 % марганцю свідчить про те, що він залишається стабільним у досить широкому діапазоні швидкостей охолодження і бажана аустенітна структура отримуватиметься і в умовах застигання зварних швів.

Для отримання швів вибраного хімічного складу механізованими способами дугового зварювання нами розроблено склад самозахисного порошкового дроту, до якого, окрім марганцю, вуглецю і заліза, у невеликій кількості також входять елементи-модифікатори, що сприяють підвищенню стійкості до утворення як технологічних, так і експлуатаційних тріщин за рахунок подрібнення структури та підвищення міцності меж зерен.

При розробленні такого дроту, в першу чергу, приймались до уваги такі фактори: висока стабільність процесу електродугового зварювання, відсутність дефектів (пористості, підрізів, тріщин,

нерівномірності підсилення швів) та отримання стабільної аустенітної структури потрібного хімічного складу. Виробничі випробовування підтвердили цілком задовільні зварювальні властивості цього дроту [6].

На підставі рекомендацій до зварювання без підігрівання й термічного оброблення циліндричних елементів машин і конструкцій з низьколегованих сталей підвищеної міцності, розроблені рекомендації до виконання стиків обсадних труб зі сталі 14ХГ2МФАЮ товщиною 6 мм, діаметром 280 мм. Така розробка захищена деклараційним патентом на корисну модель [7] і впроваджена у виробництво на підприємстві ДП "Західукргеологія". Уникнення операцій попереднього підігріву та кінцевого термічного оброблення помітно зменшує собівартість процесу зварювання при забезпеченні потрібної експлуатаційної міцності зварних з'єднань.

Виконані дослідження є підставою для подальшого аналізу впливу форми та геометричних розмірів високомарганцевистих аустенітних швів на експлуатаційні властивості зварних з'єднань елементів з високоміцних сталей, схильних до аустеніто-мартенситного перетворення.

1. Назарчук А.Т., Снисарь В.В., Забуранный Ю.А. Оценка технологической прочности соединений толстолистовых закаливающихся сталей с многослойными швами // Автоматическая сварка. — 2003. — №9. С. 3—11. 2. Махненко В.И., Великоиваненко Е.А., Махненко О.В., Розынка Г.Ф., Пивторак Н.И. Исследования влияния фазовых превращений на остаточные напряжения при сварке кольцевых стыков труб // Автоматическая сварка. — 2000, №5. — С. 3—8. 3. Дзюбик А., Палаш Р. Дослідження особливостей напруженого стану нероз'ємних з'єднань деталей із високоміцних сталей // Вісник Луганського національного університету ім. В. Даля. — Луганськ. — 2005. — № 11(93). 4. Дзюбик А., Назар І., Палаш Р. Метод визначення залишкових напружень у зварних з'єднаннях коловим швом сталей, схильних до гартування // Машинознавство. — 2002. — №4. 5. Палаш Р.В. Вплив величини зони пластичних деформацій на залишкові напруження в кільцевих з'єднаннях обсадних труб // Вісник НУ "Львівська політехніка" "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". — 2004. — №509. — С. 99—104. 6. Палаш Р. Умови забезпечення експлуатаційної надійності деталей машин з високоміцних сталей при наявності в зварних з'єднаннях механічних неоднорідностей / Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції "Дні науки — 2005". — Том 35 "Техніка". — Дніпропетровськ. – 2005. — С. 31—32 7. Деклараційний патент на корисну модель № 4992, Україна, МПК В23К9/00. Спосіб автоматичного електродугового зварювання обсадних труб, Палаш Р.В. (Україна) №20040604506; Заявл. 09.06.2004; Опубл. 15.02.2005 // Промислова власність. — 2005. — №2. — 2 с.

РЕСУРСОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ

RESOURCEKEEPINGS TECHNOLOGIES ARE IN AN ENGINEER

Олександр Повстяной, Віктор Рудь

Луцький національний технічний університет, Україна, 46000, Волинська обл., м. Луцьк, вул. Львівська, 75.

The improvement of technology of getting porous penetrating materials with the usage of powders of steel BBS15 and also of complex research of the properties of given filtering of porous penetrating materials (PPM). To provide the necessary complex of properties the gradient porous structures at the expense of the technologies of dry radial-isostatic press should be created.

Однією з головних задач реального сектору економіки України на сучасному етапі є підвищення конкурентоспроможності промислової продукції, що нерозривно пов'язано зі створенням нових матеріалів та виробів, підвищенням їхньої якості. У цьому відношенні порошкова металургія займає одне з пріоритетних місць, оскільки дає можливість отримувати пористі проникливі матеріали (ППМ) та на їхній основі вироби заданого хімічного складу в широкому діапазоні експлуатаційних характеристик [1]. Технічне переозброєння виробництва, інтенсифікація технологічних процесів, розвиток галузей нової техніки висувають високі вимоги до експлуатаційних характеристик ППМ та виробів на їхній основі, задовольнити які традиційними технологіями порошкової металургії практично не можливо. Звідси проводяться широкі дослідження й розроблення нових технологій отримання ППМ та виробів з них з кращими експлуатаційними характеристиками.

Економічна ефективність застосування ППМ забезпечується не тільки за рахунок високих структурних характеристик, але й на стадії їх виробництва через використання вторинної сировини (відходів промислового виробництва) і енергозбереження на всіх стадіях технологічного процесу.

Одним з розповсюджених методів очистки питної, стічної та технічної води, лужних, кислотних і соляних розчинів, паливно-мастильних речовин, харчових продуктів (молока, вин, соків, олії), лаків та фарб, розплавів металів, полімерів та солей, зріджених газів та ін. є фільтрація через пористі матеріали. У цьому відношенні порошкова металургія займає одне з пріоритетних місць, оскільки дає можливість отримувати фільтруючі ППМ та вироби на їхній основі заданого хімічного складу в широкому діапазоні експлуатаційних характеристик. Основним призначенням фільтруючих матеріалів є очищення рідин та газів від різноманітних включень.

При створенні нових ефективних технологій та матеріалів важливо правильно визначити раціональну схему і спосіб пресування. Аналіз існуючих схем формування показав, що сучасні вимоги до фільтруючих матеріалів може реалізувати радіальна схема пресування, які можна конструктивно реалізувати методом сухого радіально-ізостатичного пресування (СР-ІП) [2]. Тому їх можна взяти за основу при створенні нових технологій, обладнання, інструменту та фільтруючих матеріалів.

У якості вихідних матеріалів авторами використовувався порошок сталі ШХ15, який був отриманий за новою технологією перероблення шламових відходів [3, 4]. Цей металевий порошок — це високоякісний порошок з частинками регулярної форми та розмірів, з поліпшеними технологічними властивостями.



Рис. 1. Пристрій для пресування ущільнювальних матеріалів різного роду (металічні, керамічні порошки, графіт, волокна, дріт, сітка тощо): 1 — корпус; 2 — армована еластична оболонка з манжетами; 3 — вкладки; 4 — робоча камера; 5 — 8 — проміжні упори; 9 — кільце; 10 — кришка; 11 — гвинт; 12 — повзун; 13 — жорстка циліндрична рама; 14 — кільце; 15 — стіл; 16 — гвинти; 17 — штуцер; 18 — заглушка; 19 — еластична вкладка

Найоптимальнішим процесом отримання фільтруючих ППМ є реалізація радіальної схеми ущільнення СР-ІП, коли форма з порошком ізольована від робочої рідини еластичним середовищем. Тому для отримання перспективних фільтруючих ППМ групою авторів було спроектовано й виготовлено пристій для пресування порошкових фільтруючих матеріалів [5] (див. рис. 1).

Новий технологічний процес отримання перспективних, високоефективних багатошарових фільтруючих ППМ полягає в поетапному засипанні кожного шару фільтруючого матеріалу, що й визначає перспективність та багатогранність функціонального призначення цих фільтрів [6]. Експериментальне дослідження основних властивостей багатошарових фільтруючих матеріалів на основі порошку сталі ШХ15 показало, що вони володіють значно кращими властивостями за аналогічні одношарові фільтруючі матеріали.

Кожна науково-технічна робота, розробка має право на життя за умови наявності перспектив її розвитку. У зв'язку з цим, особливої уваги заслуговує енергоощадна технологія отримання фільтруючих ППМ з порошків сталі ШХ15 з використанням спікання у режимі СВС, створення нових видів пористих проникливих керамічних матеріалів багатофункціонального призначення та отримання багатошарових фільтруючих матеріалів з нанометричними поверхневими порами, що дає можливість отримувати зразки з вищою проникливістю.

1. Витязь П.А., Капцевич В.М., Шелег В.К. Пористые порошковые материалы и изделия из них. — Минск.: Вышэйшая школа, 1987. — 161 с. 2. Реут О.П., Богинский Л.С., Петюшик Е.Е. Сухое изостатическое прессование уплотняемых материалов. — Минск: Дэбор, 1998. — 258 с. 3. Рудь В.Д., Гальчук Т.Н., Повстяной А.Ю. Использование отходов подшипникового производства в порошковой металлургии // Порошковая металлургия. — 2005.— №1—2. — С. 106—112. 4. Патент України № 63558 А МПК 7 В22F9/04. Спосіб отримання металевого порошку з шламових відходів підшипникового виробництва / В.Д.Рудь, Т.Н.Гальчук, О.Ю.Повстяной; Заявл.06.05.03; опубл. 15.01.04. Бюл. №1, 2004. 5. Патент Республики Беларусь № 2252 U МПК В22F3/00, 2006. Устройство для прессования изделий из порошков / Саранцев В. В., Богинский Л.С., Повстяной А.Ю.; Заявл.26.10.2005; опубл. 30.04.2006. 6. Повстяной О.Ю., Рудь В.Д., Заболотний О.В., Сичук В.А. Технологія отримання багатошарових порошкових фільтруючих матеріалів з відходів промислового виробництва // Наукові нотатки. — Луцьк: ЛДТУ, 2007. — Вип. 20 (1).— С. 385—391.

ПРИНЦИПОВА СХЕМА УСТАНОВКИ ДЛЯ РОЗЧИНЕННЯ РЕЧОВИН У НАДКРИТИЧНИХ ФЛЮЇДАХ

FUNDAMENTAL SCHEHE OF INSTALLATION FOR SUBSTANCE SOLUTION IN SUPERCRITIAL FLUIDS

Василь Попович, Олександр Лисак

Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, Україна, 79060, м. Львів, вул. Наукова 3-б; ТзОВ "ТЕХАРМ", Україна, 79058, м. Львів, вул. Замарстинівська, 41.

The analysis of possibilities of substance solution in supereritical fluids is made and a fundamental scheme of installation for realization of such technological process, wrich differs qualitatively from the known world analogies, is suddestend.

Відомі три агрегатних стани речовини: твердий, рідкий і газоподібний. Однак, якщо газ сильно стиснути, а потім нагріти, то його густина скачкоподібно збільшиться у десятки разів і стане близькою до густини рідини, в'язкість залишиться майже такою ж, як у газу, а найголовніший параметр, який цікавить хіміків — коефіцієнт дифузії набуде проміжного для цих станів значення. Для означення такого стану газу у науковій літературі використовують термін "надкритичний флюїд" (НКФ) від англійского fluid, що означає "здатний текти".

Надкритичний стан досліджений для приблизно трьох десятків сполук, серед яких дослідники найбільшу увагу приділяли вуглекислому газу CO_2 . У цьому стані (31⁰C, 75 атм.) він має аномальні проникаючу, розчинну, витяжну й реакційну властивості, які дають можливість реалізувати принципи створення безвідходних і екологічно чистих технологічних процесів. Серед них, наприклад, технології: найповнішої витяжки біологічно активних речовин (БАР) для фармацевтичної галузі промисловості; добування ефірних масел, вітамінів та ін. з рослинних і тваринних продуктів для

виробництва косметики; добування смакових і ароматичних компонент з рослинної сировини для харчової промисловості; видалення радіоактивних елементів із сумішей; очищення забруднень (як одягу, так і різних електронних схем); створення нових матеріалів.

За суттю всі згадані технології у своїй основі мають процес екстракції, забезпечують високу якість виробленої продукції і в переважній більшості є дешевшими порівняно з традиційними.

Питання технічного забезпечення процесу надкритичної екстракції є найскладнішим при її широкому застосуванні в промислових технологіях. Потреба забезпечення заданого сталого потоку екстрагента при високому (до 500 атм) тиску і температурі (70 — 90 0 C), забезпечення замкнутого циклу вилучення екстракту і повернення вуглекислого газу в балони живлення вимагає непростих технічних рішень, використання для вузлів і агрегатів нових високоякісних матеріалів. Зазначимо, що ні один з компресорів, які випускаються в країнах СНД, не має характеристик, які забезпечили б такий процес. Непростим завданням є і створення реакторів високого тиску (PBT) зі швидкознімною кришкою, які б мали надійне і високоресурсне ущільнення високого тиску.

Щодо економічних показників заданого технологічного процесу, то зазначимо, що на світовому ринку ціна екстрактів може сягати 30 тисяч доларів за кілограм. Ціна залежить від концентракції тих речовин, які визначають дію екстракту. Найвищі ціни екстрактів, які є високочистими фармацевтичними препаратами і використовуються у фармакології. Вартість відповідного технологічного обладнання цілком залежить від типу сировини, робочого об'єму РВТ, параметрів процесу, складу виробничої лінії. Так, наприклад, установка з об'ємом РВК 50 л фірми ТНАР (США) коштує понад 600 тис. доларів (без доставки, розмитнення й ін.)

Вважаємо, не буде помилкою стверджувати, що за умови проведення потрібного об'єму науково-дослідної та дослідно-конструкторської робіт, вартість виготовлення аналогічної вітчизняної установки, принципова схема якої запропонована авторами в цій доповіді, буде істотно меншою. Можливість експлуатації такого типу обладнання впритул наблизило б вітчизняну фармакологічну промисловість до створення лікарських препаратів, які не поступаються за ефективністю препаратам провідних фармфірм світу, а вартість їх була б істотно (не виключено, що в рази) нижчою. З огляду на параметри та вартість виготовлення установки за схемою авторів вона може знайти широке застосування і в інших технологічних процесах на основі НК Φ .

РОЗРАХУНОК РЕАКТОРА ВИСОКОГО ТИСКУ УСТАНОВКИ ДЛЯ РОЗЧИНЕННЯ РЕЧОВИН У НАДКРИТИЧНИХ ФЛЮЇДАХ

CALCULATION OF HIGH PRESSURE REACTOR INSTALLATION FOR SUBSTANCE SOLUTOON IN SUPERCRITICAL FLUIDS

Василь Попович, Олександр Лисак

Інститут прикладних проблем механіки і математики ім. Я. С. Підстригача НАН України, Україна, 79060, м. Львів, вул. Наукова 3-б; ТзОВ "ТЕХАРМ", Україна, 79058, м. Львів, вул. Замарстинівська, 41.

A scheme is suggested for calculation of dimensions of a power ring of high-presure reactor entry of an installation for substance solution in supercritical fluids ensuring relialle thread joint of the reaktor's cover with its body.

Останнім часом все ширшого застосування набувають технології, в основі яких лежать процеси екстракції з сумішей окремих речовин або впровадження в матеріали домішок з допомогою надкритичних флюїдів (стан газу при певних високих тисках і температурах). Це фармакологічна, косметична і харчова промисловості, промисловості виробництва біологічно активних харчових

добавок, біопалива та нових матеріалів, великий спектр технологічних процесів очистки та фарбування.

Важливою проблемою реалізації цих технологічних процесів є створення відповідного обладнання. До нього ставлять особливі вимоги, адже ці процеси реалізуються за високих температур (від десятків до декількох сотень градусів) та тисків (до 500 атм). Одним з відповідальних вузлів такого технологічного обладнання є реактор високого тиску. Це — циліндрична посудина, днище і бокові стінки якого жорстко з'єднані — корпус реактора. Зверху така циліндрична посудина закривається кришкою, яка з допомогою різевого з'єднання кріпиться до корпуса. За високого внутрішнього тиску в корпусі реактора виникає радіальна деформація, в результаті чого площа різевого перекриття зменшується, а напруження зрізу збільшуються і можуть набути недопустимих значень і, як наслідок, — можливий зрив кришки реактора. З метою недопущення такої ситуації та забезпечення найдійного різевого з'єднання кришки реактора з корпусом пропонується встановити силове кільце.

Використовуючи методи механіки деформівного твердого тіла, в доповіді побудована математична модель для визначення геометричних параметрів та натягу встановлення силового кільця, яке запобігає радіальній деформації і, отже, забезпечує надійність згаданого різевого з'єднання.

ВИБІР ТИПУ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНО-ВІДЦЕНТРОВИХ ЗМІЦНЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ З ПРУЖНИМИ СИСТЕМАМИ

AN ANALYSIS OF CHOICE IS AS ELECTROMAGNETIC OCCASION OF OSCILLATION CENTRIFUGAL STRENGTHENING DEVICES WITH RESILIENT SYSTEMS

Зіновій Стоцько, Ярослав Кусий, Володимир Топільницький

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

A choice as an electromagnetic occasion of oscillation centrifugal strengthening devices with the resilient systems for treatment of surfaces of details is determined ability to provide the optimum and productive modes of operations of device at minimum power-hungryness and rational structural implementation. It is therefore necessary on the basis of walkthrough and estimation of factors to choose most suitable for the production of npu600 of electromagnetic action.

Вибір типу електромагнітного приводу вібраційно-відцентрових зміцнювальних пристроїв з пружними системами для внутрішнього та зовнішнього оброблення поверхонь циліндричних деталей машин і механізмів визначається здатністю забезпечити оптимальні та продуктивні режими роботи пристрою за мінімальної енергоємності й раціонального конструктивного виконання. Практика машинобудівного виробництва свідчить, що універсального приводу, який би задовольняв усі поставлені вимоги, не існує. Тому потрібно в тій чи іншій ситуації на підставі критичного аналізу та оцінки об'єктивних і суб'єктивних факторів вибирати найпридатніший для заданих умов виробництва привід електромагнітної дії.

Для аналізу придатності у тих чи інших умовах одно- чи двотактного електромагнітного віброзбудника приводу встановлено амплітудний і силовий критерії оцінки ефективності. Амплітудний критерій дає змогу визначити величину повітряного проміжку між складовими електромагнітного приводу і якісно оцінити інтенсивність контактної взаємодії робочих органів зміцнюючого пристрою з оброблюваною поверхнею деталі. На підставі силового критерію визначають характер зміни сил контактної взаємодії залежно від зусилля електромагнітного приводу та оцінюють інтенсивність контактної взаємодії деформівних тіл, закріплених у дисках-сепараторах зміцнюючого пристрою і оброблюваної поверхні металевого довгомірного стержневого виробу.

Оскільки однотактний електромагнітний віброзбудник приводу, на відміну від двотактного, використовує вдвічі менше енергії за один період коливань для адекватності результатів досліджень сили приводу для нього прийнято вдвічі більшим при незмінних інших параметрах процесу.

Дослідження типів електромагнітного приводу на підставі амплітудного критерію. На підставі розв'язку розроблених нелінійних систем рівнянь, які математично описують переміщення елементів однопривідного вібраційно-відцентрового зміцнювача з пружними системами для будьякого режиму його роботи у довільний проміжок часу у площині, перпендикулярній осі деталі, що обробляється, та за допомогою розроблених відповідних програм, отримано результати — характеристики одно- та двотактних електромагнітних віброзбудників, які поширені у приводах оброблювальних систем, з точки зору оцінки значень амплітуд їх коливань.

Як свідчать результати теоретичних досліджень, при використанні зміцнювальних інструментів з однотактним (відповідні зусилля електромагнітного приводу — 60, 120, 160 H) і двотактним (відповідні зусилля електромагнітного приводу — 30, 60, 80 Н) електромагнітними віброзбудниками, які реалізують метод вібраційно-відцентрового зміцнення, забезпечується процес поверхневого пластичного деформування оброблюваної деталі за рахунок контактної взаємодії деформівних тіл дисків-сепараторів зміцнюючого пристрою з оброблюваною поверхнею деталі. При цьому зі зростанням зусилля приводу огинальні траєкторії рухів робочих органів менше нагадують ідеальну теоретичну кругову траєкторію, яку утворює осьовий переріз довгомірного стержневого виробу в результаті збільшення кількості та тривалості контактів. У той же час зростають амплітуди коливань складових зміцнюючого пристрою, що вимагає збільшення повітряного проміжку між ними та внесення корекцій у конструкцію пристрою. За той самий проміжок часу при використанні двотактного електромагнітного віброзбудника деформівні тіла дисків-сепараторів зміцнюючого пристрою вдвічі частіше вступають у контакт з оброблюваною поверхнею деталі, проте за рахунок вдвічі більшого зусилля приводу однотактного віброзбудника швидше відновлюється домінантність резонансних частот робочих органів, що супроводжується збільшенням тривалості взаємодій шляхом декількох співударів деформівних тіл з довгомірним стержневим виробом у дискретний проміжок часу.

Дослідження типів електромагнітного приводу на підставі силового критерію. На основі математичного моделювання отримано результати, які характеризують одно- та двотактні електромагнітні віброзбудники з огляду кількісної оцінки контактної взаємодії робочих органів зміцнюючого пристрою з оброблюваною поверхнею деталі.

Отримані результати показують, що при налагодженні на робочий режим роботи зі зростанням сили електромагнітного притягання між котушками статора та якорем пристрою збільшуються як абсолютні значення зусиль контактної взаємодії робочих органів зміцнюючого пристрою і оброблюваної поверхні деталі, так і частота контактів за одиницю часу. Це пояснюється зменшенням часу проходження перехідних процесів, збільшенням тривалості взаємодій за рахунок відновлення основних форм коливань робочих органів і зростанням кількості місцевих збурень, які формують огинальну траєкторії рухів дисків-сепараторів по деформівних тілах, що виступають з них. Причому, внаслідок дисипативних рухів деформівних тіл через більші зусилля приводу, які характеризують зростання кількості співударів з поверхнею довгомірного стержневого виробу, визначається підвищення інтенсивності взаємодій елементів, що контактують, при використанні однотактних електромагнітних приводів.

Отже, підсумовуючи результати теоретичних досліджень стосовно доцільності вибору типу електромагнітного приводу, можна стверджувати, що двотактні електромагнітні приводи є ефективнішими порівняно з однотактними за рахунок вищого коефіцієнта корисної дії при однаковому зусиллі приводу, проте їх використання, особливо для якісного оброблення важкодоступних внутрішніх поверхонь деталей машин і механізмів, не завжди можливе через громіздке конструктивне виконання.

ОЦІНКА ПАРАМЕТРІВ ТОЧНОСТІ П'ЯТИКООРДИНАТНОГО ФРЕЗЕРУВАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

ESTIMATION OF PARAMETERS OF EXACTNESS TO FIVE CO-ORDINATE MACHINE TOOL

Василь Струтинський, Валентин Тихенко, Сергій Костриця

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

The analysis of specific errors of spindel, taking place during work of machine-tool is executed. Static and dynamic errors are certain. The areas of resonances of the dynamic system of spindel knot of machine-tool are set.

Машинобудівне виробництво все ширше застосовує сучасне металообробне обладнання, зокрема п'ятитикоординатні фрезерувальні верстати. Вони мають широкі функціональні можливості, забезпечують реалізацію прогресивних методів металообробки.

П'ятикоординатні фрезерувальні верстати мають можливість суміщення різнорідних операцій при обробленні деталей. Застосування п'ятикоординатних фрезерувальних верстатів потребує визначення їхніх параметрів точності, зокрема, дослідження специфічних похибок оброблення, що виникають через складний просторовий рух фрезерувальної головки.

У процесі досліджень визначено статичні й динамічні похибки положення шпинделя. Для цього використано методи математичного моделювання динамічної системи шпинделя. Розрахунок виконано в лінійній постанові, що допустимо для малих динамічних переміщень шпинделя. Отримані розрахункові залежності, які визначають похибки положення шпинделя в перехідних та усталих режимах його руху. При розрахунках використаний спеціальний метод визначення частотних характеристик динамічної системи поворотної фрезерувальної головки. Визначені резонансні властивості динамічної системи шпинделя, зокрема, резонансні частоти та параметри коливальності.

З використанням частотних характеристик знайдено динамічні похибки положення шпинделя при довільному законі переміщення фрезерувальної головки. Закон переміщення головки подано у вигляді полігармонічного процесу. Таке подання дає можлиість описати більшість практично важливих випадків руху фрезерувальної головки.

DEPOSITION OF TITANIUM COATINGS ON THE AIN CERAMIC SUBSTRATES BY THE D-GUN SPRAYING METHOD

НАНЕСЕННЯ ТИТАНОВИХ ПОКРИТТІВ НА КЕРАМІЧНУ ОСНОВУ МЕТОДОМ РОЗПИЛЕННЯ

Tomasz Chmielewski, Dariusz Golański, Walery Wysoczański

Warsaw University of Technology, Narbutta st. 85, 02-524 Warsaw, Poland.

This paper presents the selected investigation results of the D-gun spraying method applied to the deposition of titanium coatings on the ceramic substrates. The process of D-gun thermal spraying has been characterized. The presented results cover the microstructure of deposited metallic coatings on the ceramic substrate, microhardness profile across the coatings and residual stress analysis. The technology requirements of the D-gun spraying method have been developed taking into account the service properties of deposited coatings.

Thermal spraying of metals onto ceramic substrates has the potential to become cheaper processing method comparing to common but expensive and complex techniques used for ceramic metallization. The proper application of the thermal spraying method can provide many savings when used in electro-technical, electronic, and electron industry.

In many applications used in advanced science and technology ceramic material need to be metallised in order to be joined with metals. But joining of ceramic to metals reveals several problems resulting from the differences in material properties. One of the most important can be unfavorable residual stresses at the ceramic-metal interface.

The state of residual stresses together with the adhesion level of the coating is very important and affects the service properties of deposited layers. The distribution of residual stresses has important effect on the coating adhesion because the unfavorable stress state may lead to the coating delamination or cracking during production and service life. The source of the residual stresses in coating/substrate system results from the difference in thermal, physical and mechanical properties of applied materials within a given temperature gradient.

This paper presents the selected investigation results of the detonation (D-gun) spraying method applied to the deposition of titanium coatings on the AlN substrates. The D-Gun technique has been selected because it allows to generate high kinetic energy of transporting particles which makes the strong adhesion (reaching up to 80 MPa) between the coating and substrate. The discreet manner in which particles are transported in this method allows for the coating/substrate system to heat up to much lower temperatures comparing to the other thermal spraying methods.

The thermal residual stress state in a disk-shaped model of Ti coatings on AlN substrate cooled down to room temperature has been analyzed by the finite element commercial code LUSAS for the three different thicknesses (0.1, 0.2 and 0.3 mm) of titanium deposits.

The calculation results showed that the tensile residual stresses σ_x (radial) are formed in the whole coating while the tensile axial stresses σ_y are concentrated in a small region laying in the ceramic substrate near the model edge close to the interface with Ti layer. The maximal axial stresses in ceramic raised with the increase of the coating thickness. The high tensile stress concentration could become a potential source of cracking initiation in this area and failure of the joint. The plastic strains that developed in the metallic part helped to partially reduce the stress level in this area. The magnitude of the stress redistribution depends on the yield stress of the applied coating material.

The results of the analysis indicate the role of a proper selection of coating/substrate system taking into account the service conditions of produced deposits.

The D-Gun method has been used to deposit titanium powder on the surface of AlN ceramic samples. The microstructure examination of produced coatings revealed that the structure of deposited layer was uniform and presented multilayered squeezed and tightly packed particles of coating material. The obtained coatings showed good adhesion to the substrate filling each visible surface micro roughness. The measured thicknesses of the deposited coating varied in the range from 185 up to 200 μ m in one set of samples and 55 to 65 μ m on another samples showing the possibility of deposition thin and even coatings.

The AlN-Ti interface has been also observed by the scanning microscope (SEM) in the crosssection perpendicular to the surface. The linear element distribution profiles indicate that there has been a mutual penetration of AlN and Ti which was initially indicated by a good adhesion of titanium layer to ceramic substrate.

The applied D-Gun spraying technique has shown the potential to become one of the unique methods for a successful thermal spraying of metallic materials on the ceramic substrates due to relatively small level of heat inputted into the substrate. The deposited coating particles are receiving high kinetic energy helping them to reach good adhesion to the substrate. To increase the service life of the coating we shall put a special attention to ensure low level of residual stresses in the coating/substrate system.

The selection of the coating and substrate materials should be performed in accordance with the main criteria put on the mismatch of material properties (e.g. thermal conductivity, thermal expansion coefficient,

Young modulus) which should be kept at minimum. Also, low yield stress of metallic coating material may help to minimize the residual stresses through the stress redistribution. The thickness of sprayed coatings could be another important factor affecting the strength of the coating and should be kept at levels not producing extensive residual stresses in a brittle ceramic substrate.

By utilizing the above aspects in the design of materials for thermal spraying it could be possible to perform the metallization of advanced ceramic materials used for structural joints with metals. This approach would allow to deposit coatings that may be applied in the surface modification of ceramic components or play the role of intermediate layers used for joining ceramics to metals or metal matrix composites.

РАЦІОНАЛЬНА КІНЕМАТИЧНА СХЕМА ПРИВОДУ ВИКОНАВЧИХ МЕХАНІЗМІВ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ВІБРАЦІЙНИХ ПРИТИРАЛЬНИХ МАШИН

RATIONAL KINEMATICS CHART OF EXECUTIVE MECHANISMS DRIVER OF HIGH-EFFICIENCY VIBRATION GRINDING MACHINES

Ярослав Шпак, Олександр Гаврильченко, Володимир Гурський

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

Authors have carried out an analysis and synthesis of kinematics parameters and offered the optimal principle chart of relative motions of detail and grinder for the planetary mechanism driver of vibration grinding machine with the circle oscillations of grinder.

Серед широкої гами сучасних способів механічного притирання плоских поверхонь деталей з використанням абразивних порошків та паст вібраційне притирання займає одне з передових місць. Саме завдяки додатковим коливанням притира чи деталі, продуктивність процесу абразивного притирання зростає приблизно на 100 %. Поверхні деталей після абразивного вібропритирання мають порівняно кращі механічні властивості — стійкість до зношування і корозії. За допомогою вібропритирання можна досягати відмінну якість (площинність та шорсткість) плоских поверхонь деталей (неплощинність $\Delta N = 0.3$ мкм на діаметрі 100 мм та шорсткість $R_z = 0.050 - 0.010$ мкм), яку іншими механічними способами з такою продуктивністю процесу досягнути важко [1 — 3].

Важливе значення для дослідження основних закономірностей процесу вібропритирання площинних поверхонь мають саме кінематичні фактори: вид траскторії робочого руху, величина і закон зміни швидкостей та пришвидшень точок робочих поверхонь притирів і деталей у відносному русі. Вібраційним притиральним машинам з електромагнітним приводом (ВПМ) та кутовими коливаннями притирів властивий той же недолік, що й верстатам з обертовим рухом, тобто залежність швидкості різання від радіуса розташування деталей на притирі, що викликає нерівномірне зношування притира і, як наслідок, низьку якість оброблення. Основною перевагою вібромашин з коловими коливаннями, порівняно з вібромашинами з кутовими коливаннями притирів, є однакові швидкості переміщення всіх точок робочої поверхні інструментів, що сприяє їх рівномірному зношуванню. Однак обертові рухи сепараторів (по колових траєкторіях), що застосовуються у конструкціях таких машин для забезпечення використання від радіуса розташування від радіуса розташування деталей ритира в процесі оброблення, створюють все ті ж умови залежності швидкості різання від радіуса розтаникості різання від радіуса розташування від радіуса розташування спорукціях таких машин для забезпечення використання від радіуса розташування деталей у сепараторі, як і в машинах з кутовими коливаннями притирів. Це спонукає до застосування правильних кілець у конструкціях касет та сепараторів [3], чи проведення додаткових операцій правки притирів, чи здійснення кінематичної правки деталями що обробляються [1, 2].

Авторами проведений грунтовний аналіз та синтез різноманітних кінематичних схем та запропоновано принципову схему відносних рухів притир — водило — касета (з деталями) (рис. 1,*a*)

для ВПМ з коловими коливаннями притира з частотою ω і планетарним механізмом з незалежним приводом руху, що дасть можливість забезпечити оптимальні закони руху та максимальну стабільність зміни у часі і мінімальну залежність відносних швидкостей деталь — притир від $R\partial$ — радіуса розташування точок на деталі в касеті.

Розглянемо кінематику запропонованого виконавчого механізму ВПМ. Вібромашина містить притир (система координат ХОҮ пов'язана з притиром), встановлений на пружних підвісках, який здійснює поступальні коливні рухи по кругових траєкторіях з коловою частотою ω відносно нерухомої системи координат *X*₆*O*₆*Y*₆, центр якої проходить через нерухому вісь обертання водила. Деталі у незакріпленому стані розміщені у гніздах касет здійснюють обертальні рухи з кутовими швидкостями ω к відносно системи координат *X*₆*O*₆*Y*₆, пов'язаної з касетою. Сама ж касета (система координат *X*₆*O*₆*Y*₆) також перебуває в обертальному русі відносно системи *X*₆*O*₆*Y*₆ з кутовою швидкістю ω в амк – 1, але обов'язково з протилежним напрямом.



Рис. 1.Результати досліджень: а) запропонована розрахункова кінематична схема; б) швидкісні характеристики для параметрів (U=0,02; 0,5; 1; 2; 3 та Rд=0,005 м; 0,05 м; 0,095 м); в) та г) відповідно, графіки зміни відносних швидкостей та траєкторії руху деталь-притир для Rд=0,05 м; та U= 0,5; 1; 2 за 60 секунд; г) траєкторія руху точки за час 0,4 с для U= 1 та Rд=0,05 м

Таким чином, будь-яка точка деталей, що розміщені у касетах, на будь якому радіусі $R\partial$ за таких умов відносно системи координат XeOeYe буде рухатись з векторно однаковими швидкостями. Використаний нами випадок схеми рухів планетарного механізму, що у теоретичній механіці має назву "пара обертань", у поєднанні з коловими коливаннями притира у нашому випадку дасть можливість забезпечити складний направлений рух точок деталей, що обробляються, відносно притира, складну штрихову сітку слідів абразиву на поверхні притира (рис. 1, г, д), високу продуктивність та однакові умови, а тому і високу якість притирання деталей по всій поверхні притира.

Вираз для визначення відносних швидкостей будь-якої точки Д деталей у касетах щодо притира у параметричній формі в системі координат *XOY*, пов'язаної з притиром, матиме вигляд:

$$Vx = -A \cdot sin(\omega \cdot t + \phi) \cdot \omega - Re \cdot sin(\omega e \cdot t + \phi e) \cdot \omega e + R\partial \cdot sin(\omega \kappa \cdot t + \phi \kappa) \cdot \omega \kappa$$

$$Vy = A \cdot cos(\omega \cdot t + \phi) \cdot \omega + Re \cdot sin(\omega e \cdot t + \phi e) \cdot \omega e - R\partial \cdot sin(\omega \kappa \cdot t + \phi \kappa) \cdot \omega \kappa$$
(1)

Абсолютне значення швидкості відносного руху деталь — притир становитиме $V = \sqrt{Vx^2 + Vy^2}$. Дослідження проводились для таких вихідних параметрів: сталі під час розрахунків $v=25\Gamma$ ц ($\omega=157,08c^{-1}$); A=0,002 м; Re=0,11м; $\omega e=0,3c^{-1}$; t=60 с; $\omega \kappa = U \cdot \omega e$; змінні параметри (U=0,02; 0,5; 1; 2; 3), ($R\partial=0,005$ м; 0,05 м; 0,095 м). Деякі результати досліджень показані на рис. 1.

Запропонована схема відносних рухів (для U=1) забезпечує однакові й стабільні в часі швидкості різання для усіх точок робочих поверхонь притирів, а наявність спіральних витків (рис. 1, ∂) на цикловій траєкторії відносного руху точки деталі по поверхні притира дає можливість істотно підвищити інтенсивність і рівномірність оброблення деталей, покращати рівномірність зношування і довговічність притирів, що в кінцевому випадку забезпечує ріст продуктивності та показників якості і точності процесу вібропритирання [1 — 3]. Тому отримані траєкторії робочого руху притирання є оптимальними і подальше їх ускладнення чи зміна є недоцільними, як підтверджено у працях [2, 3], а це, відповідно, задовольняє вимоги й умови для організації високоточного процесу притирання деталей.

1. Доводка прецизионных деталей машин / П.Н. Орлов, А.А. Савелова, В.А. Полухин, Ю.И. Нестеров / Под ред. Г.М. Ипполитова. — М.: Машиностроение, 1978. — 256 с. 2. Третько В.В. Дослідження процесу вібраційної доводки плоских поверхонь: Дис... канд. техн. наук: 05.02.08. — Київ, 1995. — 200 с. 3. Шпак Я.В. Обґрунтування конструктивно-силових параметрів вібраційних притиральних машин з кутовими коливаннями для забезпечення рівномірного зношування притира та інтенсивного оброблення деталей: Дис... канд. техн. наук: 05.02.02. — Львів. — 2005. — 330 с.

**

3 M I C T

ПЛЕНАРНІ ЗАСІДАННЯ

Бобир М., Коваль В. Прогнозування ресурсу елементів конструкцій для умов малоциклового	
навантаження	10
Крот П. Розроблення нових методів і технічних засобів автоматизованого моніторингу	
навантажень та діагностика прокатних станів	15
Лобанов Л., Півторак В., Позняков В., Міходуй О. Вплив попереднього підігріву на	
формування залишкових напружень в зварних з'єднаннях високоміцних сталей	8
Назарчук 3. Методи і засоби неруйнівного контролю у сучасній парадигмі технічної	
діагностики	3
Никифорчин Г., Цирульник О. Роль корозійно-водневого чинника у деградації металу	
великогабаритних конструкцій тривалої експлуатації	12
Пальчевський Б. Перспективні напрями розвитку методів проектування технологічних	
машин	20
Панасюк В., Дмитрах І., Сиротюк А. Методи оцінки корозійно-механічної пошкоджуваності	
та роботоздатності елементів конструкцій теплоенергетичного устаткування	7
Струтинський В. Головні аспекти теорії проектування багатокоординатного технологічного	
обладнання зі складним просторовим рухом виконавчого органа	18
Ткачук М., Чепурний А., Поліщук Т. Теоретичні основи комп'ютерного моделювання складних	
механічних систем	19
Трубаєв О., Татьков В., Федоренко І. Прогнозування ресурсу трубопроводів гідросистеми	17
Федик І. Керметний ТВЕЛ на основі мікропалива — прообраз ТВЕЛа для енергетики	
майбутнього	6
Шульженко М. Проблеми діагностики та оцінки ресурсу парових турбін електростанцій	11

СЕКЦІЯ

МЕХАНІКА РУЙНУВАННЯ МАТЕРІАЛІВ ТА МІЦНІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ

Андрейків О., Галазюк О. Математична модель осесиметричного кручення поверхневим	
навантаженням циліндра зі зміцнюючим тонким покриттям	22
Андрейко І., Головатюк Ю., Віра В. Оцінка втомної довговічності елементів конструкцій з	
врахуванням експлуатаційної деградації матеріалів	24
Балицький О., Мочульський В. Високотемпературна воднетривкість мартенситних сталей	26
Білий О. Оцінка роботоздатності та ризику руйнування трубопроводу з тріщиноподібними	
дефектами типу корозійних боріздок	30
Берлов О. Температурні поля складених конструкцій під дією джерел електромагнітного	
походження	28
Бурак Я., Мороз Г. Про математичне моделювання термомеханічних процесів у деформівних	
термопружних системах з використанням варіаційного та термодинамічного підходів	31
Васільєв К., Сулим Г. Застосування методу вирізання для аналізу напруженого стану	
шаруватих середовищ з довільно орієнтованими стрічковими неоднорідностями	33
Вітвицький В., Бережницька М. Залежність між механічними властивостями сталей на	
повітрі й у воденьмісних середовищах	34
Гачкевич О., Ірза Є., Касперський З. Математична модель опису термомеханічної поведінки	
в'язко-пружних тіл обертання при охолодженні	36
Горбач П. Розклинювання крайової тріщини тонким пружним клином	38
Дудик М., Дякон В., Красільніков А. Про модель пластичної зони передруйнування в кінці	
міжфазної тріщини з гладким контактом берегів	40
Іваницький Я., Кунь П., Мочульський В. Теоретико-експериментальний підхід до оцінки	
впливу водню на втомне поширення тріщин у матеріалах	41
Іваницький Я., Штаюра С., Мольков Ю. Вплив водню на деформування вуглецевих сталей за	
статичного та циклічного навантаження	42

Івантишин Н. Концентрація напружень біля включень, матеріал яких ідеально пружно- пластичний
<i>Іваськевич Л., Возничак О.</i> Вплив температури та циклічного деформування на водневу
<i>Тваськевич Л., Мочульськии В., Голіян О.</i> Статична та циклічна тріщиностійкість сталі 13X11H2B2MФ за пілвишених температур та тисків волню
Кедровська О. Смірнов М. Леякі проблеми оцінки трішиностійкості попаток ширкуляційного
насоса при линаміцних ліях
Кіпніс Л., Хазін Г., Колмакова В. Про поведінку напружень біля кінців тріщини у кутовій тощі махі поділи середоршие
Клим В. Математичне моделювання температурних полів елементів конструкцій внаслідок їх
дисипативного розграву при цикличному деформуванна
Книш В., Кузьменко О., Соловеи С. Накопичення втомних пошкоджень у таврових зварних
з єднаннях сталі 091 2С у початковому та зміцненому високочастотним механічним
проковуванням станах
Кушнір Р., Попович В. Про визначення термопружного стану термочутливих тіл за умов
складного теплообміну
<i>Литвин О., Попов В.</i> Дослідження хвильових полів, дифрагованих тонким абсолютно жорстким включенням, при плоскій деформації
Пуженький В. Грабовський Р. Характеристика опору поширення тринин експлуатованого
метацу магістрацьних нафтогазопроволів у корозійних середовицах
Марунак П. Коносалению I. Пиндус Ю. Вимірюренця розкриття рершини трінници нифрорим
марущих п., Коноваленко п., пиноус ю. Бимпрювання розкриття вершини тріщини цифровим
$O_{mauga comu} P_{L}$ 2 сісто I 2 сици и макоро однорідної ізотронної насельни о кругорого найбого то
Опанасовач Б., эвізло Г. этин кусково-однорідної ізотропної пластини з круговою шайоою та
двома співвісними радіальними тріщинами з урахуванням контакту поереї в
Осаочук В., Палаш Р. Осооливості розподілу залишкових напружень на внутрішній поверхні
Зварних кільцевих з єднань із високоміцних сталей.
Осташ О., Анореико І., Кулик В. Визначення допустимих пошкоджень залізничних коліс при експлуатації в умовах понижених температур
Осташ О., Вольдемаров С., Чепіль Р. Ліагностика експлуатаційної налійності сталі
енергоустаткування метолами механіки втомного руйнування.
Радкевич О Чумало Г Юркевич Р Вплив шикпічних та статичних навантажень на
працезлатність конструкційних матеріалів у сірковолневих сереловищах
Силованюк В., Маруха В., Онищак Н. Міцність тіл з тріщинами, залікованими за ін'єкційними
технологіями
Силованюк В., Юхим Р. Зародження втомної тріщини біля включень у пружно-пластичних
материалал
Скальський Б., Сергієнко О., Матвив Ю. Діагностування утворення дископодіоних тріщин у
волокнистих композитах
Стасюк Б. Взаємодія плоских тріщин та порожнин складної форми в безмежному пружному тіпі
Сулим Г Пастернак Я Метол граничних елементів пля аналізу антиплоскої леформації
анізотропних тіп з тонкостінними структурами
Тимап I Топсьчий 4 Шожін В По питания оптимізанії тринарових плит
Тилиир 1., Торсокии 2., щуки D. до нитаппя оптимизаци тришарових плит
Плачук О., Посрелюк О. Бластивості титанових сплавів шоля оксинітрування
чрипкевич л., Сирошюк А., Куць О. дослідження пітині ової корозії методом просторово- насорої анаки короняції
часової спекл-кореляції
шевченко в., дергачова п. дослидження напруженого стану ортотропних оболонок при
зосередженому тепловому нагріванні
Шульган 1., Феоак С., Глаоьо В. Моделювання впливу включень на повзучість матеріалу
Шульженко М., Гонтаровський П., Мележик І. Оцінка живучості високотемпературних
елементів конструкцій з початковими тріщинами
Янютін Є., Богдан Д. Початкове кінематичне навантаження пружного півпростору

СЕКЦІЯ ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

Аржаєв Г., Пелевін Л., Балака М. Визначення параметрів деформованості опорних поверхонь
руху позашляхових транспортно-технологічних засооів
Бобильов О., Коптовець О. Про взаємодію нормальних і тангенціальних фрикційних
автоколивань у колодково-колісних гальмах
Будзан В., Віннік В. Математичні моделі намотувальних систем з кінематичним збуренням
Веселов А., Шмаровськии О. Дискретне моделювання поширення нестаціонарних коливань у
<i>Граоовськии А., Танченко А., Гусєв Ю.</i> Параметричні моделі для визначення напружено-
деформованого стану елементів важконавантажених машин
Гурськии В., Шпак Я., Шоловии Ю. Осооливості моделювання електромеханічних
коливальних систем вюрацииних машин з декількома електромагнітними вюрозоуджу-
вачами
Дівеєв Б., Смольський А., Бутитер І. Вібраційні та звукові втрати в шаруватих пластинах з
приєднаними масами
Жовдак В., Демуз Я., Степченко О. Нелінійні коливання пакетів лопаток з урахуванням
технологічних відхилень у роз'ємних з'єднаннях
жовоак В., Ларін О. Розв'язок задачі вимушених випадкових коливань лопаткового апарата з
розладом на основі моделі одного сектора
Кинорацькии Б., Павлище В., Сологуо Б. Динаміка пневмопривідного модуля лінійного
переміщення підіймально-транспортного маніпулятора у перехідних режимах роботи
Конорат В., Нагірнии І., І рицина О. Локальне зміщення маси і міцність тонких
поляризовних тіл
Красніков С., Степченко О., Торянік О. Моделювання та аналіз вібраційних характеристик
оагатокорпусного турбоагрегата в системі турбоагрегат — фундамент — основа
Кривуляк О., Шмаровський О., Безверхий А. Ефективний метод розрахунку стрижневих
систем
Кузь О. Числове розв'язування задачі про з'єднання арматурних стрижнів пружною (пружно-
пластичною) обтискною втулкою
Кузьо І., Васильєва О. Демпфування вимушених коливань циліндричної зубчастої передачі
від тертя профілів зубців у зачепленні
Кузьо І., Костюк В. Вплив розподілу мас та компактних віброзахисних елементів на
комфортність руху колісних машин
Ланець О., Гаврильченко О., Таянов С. Розрахунок високоефективного міжрезонансного
вібраційного технологічного обладнання через введення коефіцієнта додаткового
підсилення коливань
Максимук О., Махніцький Р., Щербина Н. Стійкість стільникових полімерних труб.
Мартиненко Г. Визначення критичних швидкостей обертання ротора експериментальної
моделі на комбінованому магнітному підвісі
Марчук М., Пакош В., Лесик О. Нелінійна динаміка та власні поперечні коливання
ортотропних композитних пластин
Марчук М., Шевчук Г. Підсилення фундаментів довготривалих споруд за допомогою оболон-
кових елементів
Ольховий І. Дослідження напруженого стану в циліндричних резервуарах при дії на них
температури, що змінюється за лінійним законом
Палюх В. Математичне моделювання просторових коливань силового агрегату колісного
транспортного засобу
Пелешко С., Бруль С., Васильєв А. Комп'ютерне моделювання динамічної реакції корпусів
легкоброньованих машин на зовнішні силові чинники
Пурдик В. Релаксаційні автоколивання в силовому контурі клинопасового варіатора
Пурдик В., Брицький О. Математичне моделювання регулятора з еластичним запірним
органом
Ребезнюк І., Дзюба Л., Пилип'як А. Динаміка процесу розпилювання деревини на горизон-
тальному стрічкопилковому верстаті

Харченко Є., Підгайний Т. Математичне моделювання згинно-крутильних коливань каркасної	
металоконструкції	130
Ярошевич Т., Тимощук В., Силованюк А. Дослідження процесу розбігу вібраційної машини з	
дебалансним приводом	131
Ярошенко В., Жук І., Лабарткава А. Застосування методу голографічної інтерферометрії для	
дослідження напруженого стану пластин при термічному навантаженні	132
Ярошенко В., Саприкін О. Вплив на частоту і форму коливань оболонкових конструкцій інерції	
обертання приєднаних мас	133

СЕКЦІЯ

СИНТЕЗ І ОПТИМІЗАЦІЯ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Бурковський А. Багатокритеріальний динамічний синтез кулькової запобіжної муфти з
демпфувальним пристроєм
Васильків В. Про використання принципів генетики для аналізу і синтезу конструкцій дискових і
гвинтових робочих органів і технологічних процесів їх виготовлення
Вікович І., Дорош І., Грицай В. Оптимізація конструкції штанги з динамічними гасниками
коливань
Ворона О., Гелетій В., Новицький Я. Комп'ютерне моделювання і визначення фактичних
навантажень довгомірних металоконструкцій конвеєрів
Гаврилюк М., Хрунік Р., Чучмарев О. Вплив базової основи змащувально-охолоджувальних
рідин на їхні трибологічні характеристики
Гайдучок В., Затхей Б., Шмиг Р. Показники зносостійкості трибоелементів ковзання,
відновлених різними способами
Гайдучок В., Крупич О., Паславський Р. Ендемічний чинник під час зношування деталей
машин
Гачкевич О., Гачкевич М., Ірза Є. Оптимізація за швидкодією режимів нагрівання
температурних кусково-однорідних тіл обертання
Гошко З., Гошко О.Дробарки з горизонтальною віссю обертання та шляхи їх удосконалення
Гутиря С., Борденюк Д. Віброакустична діагностика ушкоджень колісних редукторів
тролейбусів
Гутиря С., Яглінський В., Мотулько Б. Системне керування якістю промислових роботів і
платформ
Лівеєв Б., Завербний А., Коваль Т. Молелювання та оптимізація машин із системою
линамічних гасників
Прягін Л. Закономірна контуроланковість і структурно-конструктивна оптимізація механізмів
та машин
Зубовенька Н Шваб'юк В Ошінка областей працезлатності пілшипників високошвилкісних
потопів
Кіндрацька Г Молифікація чинників впливу на конкурентоспроможність пролукції
машинобулівних пілприємств України в умовах глобалізації
Кіндрацький Б Концепція і метод багатокритеріального структурно-параметричного синтезу
машинобулівних конструкцій
Кіншький Я Жеребецький В Синтез просторових важільних механізмів із зупинкою
вихільної данки через радіуси дотичних до шатунної кривої сфер
Кон I. Петтусь В. Математициа молець оцінки технічного стану гіллопривілного насосного
агрегату
$K_{\nu 2 \mu c \mu \rho} R P_{\rho 2 \rho} I V_{2 \mu \mu} \mathcal{A} Rukonucranna CAПР ила пошиху оптимального пакования$
проектирация тари і технологішних процесів її виготорления
Проектування тари Гехнологичних процеств п виготовлення
иначинство Б., Кирниул П., Куновсокии Г. Эменшення Габариттв запобляних фрикциних муфт
Manmunie M V доеннысий О Розпобления математичных молелей то обструитурочна
инирининию ил., в объщокии О. гозробления математичних моделей та обтрунтування
Марианко М Синтер конострив поздовжных коноссрив з пружним тяговим органом
методів оптимізації

Носко П., Шишов В., Ткач І. Циліндричні передачі внутрішнього зачеплення з підвищеною мішністю зубів.)
Пальчевський Б., Валецький Б. Модель синтезу машин для пакування великогабаритних вантажів.	
Петрина Ю. Яким Р., Швадчак А. Теоретичні основи технологічного забезпечення ловгов	іч-
ності вілповідальних леталей обладнання нафтогазової промисловості	
Підгайног Я Неповнонівковий купанковий механізм переривнастого обертового руху	••••
пистичук и. пеневноцівковий кулачковий механізм переривчаетого обертового руху	
Поліцон Л. Адлер О. Салех М. Вибір параметрів вмонтованого гідравліцного приводу 2	••••
полицук л., долер О., Салел М. Биогр парамстрів вмонтованого гідравлічного приводу з	
Поліцона Л. Уариана С. Адлар О. Вмонтораний прирід 2 артоматичним ринканиям	•••••
полицук л., лирченко С., лолер О. Бмонтовании привід з автоматичним вмиканням	
Паралельно встановленого гиродвигуна.	
полюоов О., паска Б. Синтез закону руху хреста мальтиського механізму зі зрівноважени	IM
$\pi \mu \tau \tau \tau \sigma n$	•••••
поляков О., Колесова М., Штанько п. Адаптивне керування рухом росочого органа	
манитулятора оптимальними траскторіями	•••••
попов О., кипреев Ю., меовеоовськии О. павантажувальна здатність нових зуочастих	
	•••••
Похильчук І., Стрілець В. методика експериментальних досліджень нових конструкцій	
	•••••
преоко Р. Оптимізація розмірів самозатяжного кільця в автоматично регульовани пасовіи	
передачи.	•••••
Риоак 1., Погурськии М., Сташків М., Ференоюк О. Пошукове конструювання тонкостінні	их
несучих систем мооільного сільськогосподарського машинооудування	••••
Стрілець О. Комп'ютерне моделювання диференціальних передач з пристроєм для керуваї швидкістю	ння
Струтинський С. Дослідження просторових мікропереміщень сферичного гідростатичного	3
шарніра з використанням математичної моделі на основі рекурсивних зв'язків	
Струтинський С. Застосування дискретних математичних моделей у вигляді просторових	
матриць та багатовимірних узагальнених функцій для опису стохастичного тензорної	го
поля моментів інерції сферичної опори	
Струтинський В., Гайчук В. Застосування комп'ютеризованої системи інженерних	
розрахункив деталей машин.	••••
Струтинськии В., Юрчишин О. Математичне моделювання стохастичних кнематичних г	
динамічних параметрів обертових валів	
<i>икичук ім., Артьомов І., і кичук А.</i> імоделювання контактної взаємодії складнопрофільних т	1 1,1 :
методи, моделі, алгоритми	•••••
утутов М., Носко П., Карпов О. Про визначення амплитуди асиметричної функції	
передавального відношення зуочастої передачі	•••••
чернець м., Береза В. Аналіз зношування та довговічності зуочастих передач за	
модифікованою моделлю.	
шпак О. Оогрунтування структури та оптимальних конструктивних параметрів кулькової	
запооіжної муфти з олокувальним пристроєм	•••••
лелинськии В. у загальнена математична модель електромеханічної системи промислового	
pooora	•••••

СЕКЦІЯ

НОВІТНІ ТЕХНОЛОГІЇ І МАТЕРІАЛИ У МАШИНОБУДУВАННІ

207
209
211
212

Імбірович Н. Вплив складу електроліту на фазовий склад оксидокерамічних покриттів,	
синтезованих на титановому та цирконієвому сплавах плазмоелектролітичним	
обробленням	214
Кичма А., Данило Я. Технологія ремонту опорних вузлів трубопроводів на наземних	
переходах через річки і заболочені ділянки	216
Кравчишин Т., Федірко В., Погрелюк І. Вплив азотування на зносотривкість двофазних титанових сплавів ВТ6 та ВТ22	218
<i>Ларшин В</i> . Проблеми застосування мастильно-охолоджувальних технологічних засобів у техніці й технології	219
<i>Литвиняк Я</i> . Технологічне забезпечення нарізання прямозубих зубчастих коліс дисковими	
інструментами при неперервному діленні.	221
Марцинковський В., Тарельник В., Довжик М. Підвищення ефективності технології	
виготовлення підшипників ковзання високошвидкісних турбокомпресорних агрегатів	223
Палаш В., Дзюбик А. Оптимізація технології дугового зварювання кільцевих неповоротних	
стиків магістральних трубопроводів.	225
Палаш Р., Назар І., Дзюбик А. Зварювальні матеріали для з'єднань високоміцних сталей,	
схильних до мартенситного перетворення	226
Повстяной О., Рудь В. Ресурсоощадні технології в машинобудуванні	228
Попович В., Лисак О. Принципова схема установки для розчинення речовин у надкритичних	
флюїдах	230
Попович В., Лисак О. Розрахунок реактора високого тиску установки для розчинення речовин у надкритичних флюїдах	231
Стоцько З., Кусий Я., Топільницький В. Вибір типу електромагнітного приводу вібраційно-	
відцентрових зміцнювальних пристроїв з пружними системами	232
Струтинський В., Тихенко В., Костриця С. Оцінка параметрів точності п'ятикоординатного	
фрезерувального верстата.	234
Хмілєвскі Т., Голаньскі Д., Височаньскі В. Нанесення титанових покриттів на керамічну основу	
методом розпилення.	234
Шпак Я., Гаврильченко О., Гурський В. Раціональна кінематична схема приводу	
виконувальних механізмів високоефективних вібраційних притиральних машин	236

1-а Міжнародна науково-технічна конференція

ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Праці конференції

Підписано до друку 14.10.08 р. Формат 60×84/8. Папір офсетний. Гарнітура "Таймс". Друк різографією. Обл.-вид. арк. 16,36. Умов. друк. арк. 24,89. Наклад 160 прим. Зам. 0530.

ТзОВ "КІНПАТРІ ЛТД" 79058, м. Львів, а/с 6758.

Надруковано з готового оригінал-макета ВКП – фірма "ВМС" 79013, м. Львів, вул. Генерала Чупринки, 38.

ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ І ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИНОБУДІВНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Праці конференції

ISBN 978-966-7585-04-4