

вой плоскости пластины (рис. 2, кривая 1).

На основе решения прямой задачи с уже известным временным законом нагружения рассчитаны изменения деформаций $\varepsilon_x(t)$ для точек, в которых установлены датчики. На рис. 2 представлены расчеты для трех точек: рис. 2, а соответствует точке (x_1, y_1) , рис. 2, б – точке (x_2, y_2) , рис. 2, в – точке (x_3, y_3) . Кривые 1 на этих рисунках изображают деформации, полученные экспериментально, а кривые 2 соответствуют деформациям, рассчитанным по идентифицированной нагрузке (рис. 1).

Резюме

На основе представленных результатов (рис. 2) можно сделать вывод о том, что разработанный метод идентификации импульсных нагрузок, в том числе и ударных [2] на основе экспериментальных данных является эффективным и устойчивым к погрешностям, которые возникают в ходе экспериментального измерения деформаций тензометрическим способом.

Список литературы: 1. Янютин Е.Г., Янчевский И.В. Импульсные воздействия на упругодеформируемые элементы конструкций. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ (ХАДИ), 2001 – 184 с. 2. Янютин Е.Г., Воронай А.В. Идентификация импульсного нагружения упругой прямоугольной пластины. // Межд. Научн. Ж. Прикл. Мех. – Т. 39, №10. – 2003. – С. 151-155. 3. Янютин Е.Г., Воронай А.В. Идентификация нестационарного нагружения, касательного к лицевой поверхности прямоугольной пластины // Пробл. машиностроения. – 7, №1. – 2004. – С 76-81. 4. Тихонов А.Н., Гончаровский А.В. и др. Регуляризирующие алгоритмы и априорная информация. – М.: Наука, 1983. – 200 с. 5. Воробьев Ю.С., Колодяжный А.В., Севрюков В.И., Янютин Е.Г. Скоростное деформирование элементов конструкций. – Киев: Наук. думка, 1989. – 192 с.

Поступила в редакцию 08.04.04

УДК 625.2.012.3

А.Г.АНДРЕЄВ, канд.техн.наук, НТУ «ХП»;
Ю.М.ДОБРОВЕНСЬКИЙ, С.В.РОМАНОВ, канд.техн.наук,
Українська інженерно-педагогічна академія;
О.В.ЩЕПКИН, НТУ «ХП»

РАЦІОНАЛЬНЕ ТЕХНОЛОГІЧНЕ НАГРІВАННЯ ПРИ ЗБОРЦІ КОЛІСНИХ ПАР ЗАЛІЗНИЧНОГО РУХОМОГО СКЛАДУ

На основі доступних експериментальних даних було зроблено систематичне чисельне дослідження колісної пари при тепловій зборці з використанням технологічного нагрівання індукційно-нагрівальними пристроями. Оптимізація нагрівання проводилася з обмеженнями на температури і напруги.

On the basis of the available experimental data the systematic numerical research of one piece rolled railroad car wheel were made using technological heating by induction-heating devices which allowed the establishment of the laws of the stress-strain state of the wheel set elements, during its thermal assembly. The optimization was conducted with restrictions on stresses and temperatures.

Актуальність теми. В даний час у залізничному транспорті спостерігається ріст швидкостей перевезень, що вимагає підвищення показників надійності й безпеки рухомого складу залізниць. Для цього необхідно створення швидкісного рухомого складу з підвищеними показниками надійності й безпеки. Ці показники істотно залежать від конструкції колісних пар [1-3], зокрема, від якості з'єднань із натягом і технології їхньої зборки. Для формування таких з'єднань, як правило, використовується тепловий спосіб із застосуванням індукційно-нагрівальних пристроїв (ІНП).

Методи розрахунку теплової посадки з урахуванням геометрії конструкції, властивостей матеріалу недостатньо вивчені, що не завжди дозволяє обґрунтувати вибір технологічних режимів теплової зборки й гарантувати якість з'єднання в режимах наступної експлуатації виробів. У залежності від типу нагрівача температурне поле уздовж радіуса деталі, що нагрівається, може змінюватися в широких межах. Ці конструктивні особливості дають можливість знизити енерговитрати у випадку застосування для зборки нагрівання [4]. Також становить інтерес оцінка економії енергії при нагріванні колеса під посадку на вісь при використанні залишкового тепла від зборки самого колеса [5]. Тому розробка нових, науково обґрунтованих методів розрахунку теплових полів, контактних напруг на поверхнях з'єднуваних деталей і методів аналізу конструктивної міцності таких виробів в експлуатаційних режимах є актуальною в науковому й практичному відношеннях.

Метою роботи є дослідження процесу теплової зборки колісної пари тепловоза ТГМ-40, що складається зі з'єднаних з натягом осі й колес (рис. 1), для оптимізації технологічного режиму її зборки із застосуванням ІНП. У роботі були використані результати експериментальних досліджень технологічного процесу зборки, виконані на стенді лабораторії кафедри ДММ у НТУ «ХП» [6, 7].

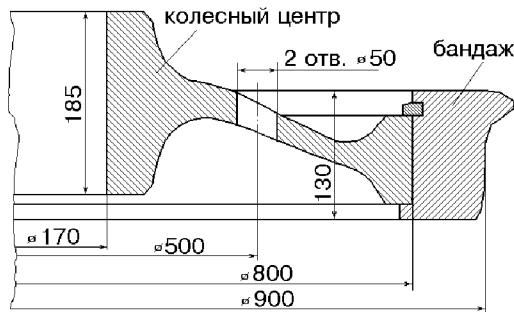


Рисунок 1 – Колесо тепловоза

Для розрахунку напружено-деформованого стану й розв'язання температурної задачі був застосований метод скінчених елементів (МСЕ) [8], що дозволяє врахувати складну конфігурацію досліджуваного об'єкта. Конструкція, що розраховується, апроксимується тороїдальними скінченими елементами

трикутного поперечного перерізу з трьома вузлами, а також використовуються стикувальні елементи, що моделюють стан сила-зсув-теплопередача на поверхнях деталей конструкції [9, 10]. Розв'язання нестационарної температурної задачі здійснюється з застосуванням центральної різницевої схеми [11]. Розрахунки пластичних деформацій проводяться на основі діаграми розтягання матеріалу з використанням методу початкових напруг; залишкові напруги і деформації знаходимо за законом розвантаження [12]. Для обертання матриці й обчислення переміщень застосований метод квадратного кореня [13], що враховує стрічкову структуру матриці жорсткості конструкції. Для виконання оптимізації застосований комплексний метод, розроблений М.Боксом [14], який є модифікацією симплексного методу Нелдера-Мида, яка дозволяє враховувати обмеження. Описаний алгоритм реалізує програма МКЕ-D мовою Fortran.

Характеристики матеріалу конструкції: модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,33$; межа текучості колісного центра $\sigma_T = 350$ Мпа, бандажа – 410 МПа; коефіцієнт лінійного розширення $\alpha = 13,3 \cdot 10^{-6}$ град⁻¹; щільність $\rho = 7800$ кг/м³; питома теплоємність $c = 420 + 0,42 \cdot T$ Дж/кг · град. (T – температура, град. С); коефіцієнт теплопровідності колісного центра $K = 42 - 0,4 \cdot T$ Вт/м · град, колеса – $K = 46 - 0,4 \cdot T$ Вт/м · град, повітря – 0,035 Вт/м · град; коефіцієнт тертя в зоні контакту $f = 0,15$; термічний опір у зоні контакту $R = 6 \cdot 10^{-3}$; $0,3 \cdot 10^{-3}$; $0,06 \cdot 10^{-3}$ м² · град/Вт (при стискаючій нарузі, яка дорівнює 0, 10, 100 МПа відповідно). Величина натягу в з'єднанні колесо-вісь складала $0,2 \cdot 10^{-3}$ м, у з'єднанні бандаж-колісний центр – $1,08 \cdot 10^{-3}$ м.

Стандартний процес посадки колеса на вісь. На рис. 2 представлено експериментально отриманий розподіл температури в поперечному перерізі колеса тепловоза при технологічному нагріванні для посадки на вісь. Час нагрівання складає 6 хв., витрати енергії на нагрівання – 16,26 МДж, розширення маточини (з урахуванням пластичних деформацій) – $0,262 \cdot 10^{-3}$ м, максимальна температура – 285 °С. На рис. 3 показаний розподіл еквівалентних напруг σ_e у колесі, обчислений на основі експериментальних даних про температуру. Згідно з розрахунковими даними при такому нагріванні в колесі з'являються зони пластичних деформацій (рис. 4).

Для забезпечення якості зборки необхідно встановити такий розподіл температури, що забезпечує технологічно задане розширення отвору маточини $u_{ст} \leq 0,2 \cdot 10^{-3}$ м і мінімізує кількість теплової енергії W , що передано деталі, при обмеженні рівня напруг $\sigma_e \leq \sigma_T$ і температурного діапазону: $20^0 \leq T \leq 350^0$. Використання теплового методу нагрівання деталей за допомогою індукційно-нагрівальних пристроїв вносить певні обмеження на форму температурного поля: тепло подається в поверхневий шар бічних поверхонь деталей. Тому пошук оптимальних режимів нагрівання проводився при заданні потужності теплового потоку на бічних поверхнях колеса. Бічна поверхня колеса була поділена на 29 ділянок (рис. 5), потужність теплового потоку на кожній з них є параметром оптимізації.

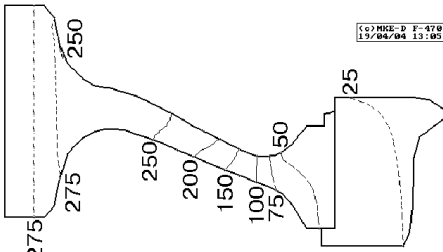


Рисунок 2 – Розподіл температури в колесі при нагріванні для посадки на вісь (експериментальні дані)

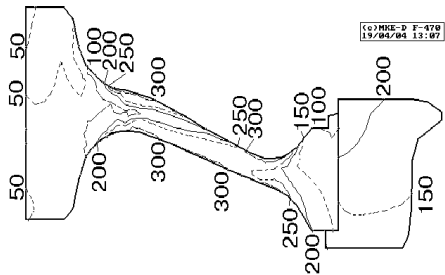


Рисунок 3 – Розподіли напруг σ_e у колесі при його нагріванні для посадки на вісь

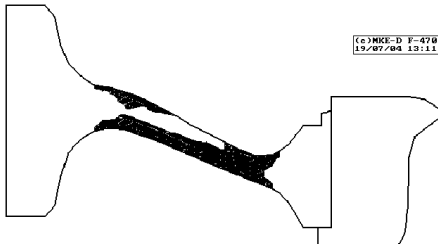


Рисунок 4 – Зони пластичних деформацій у колесі тепловоза при нагріванні для посадки на вісь

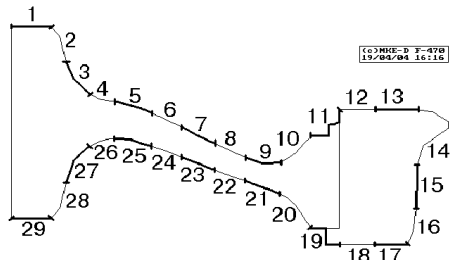


Рисунок 5 – Схема розташування ділянок задання потужності теплових потоків при оптимізації

На рис. 6 представлено оптимальне температурне поле в колесі при нагріванні під посадку на вісь, на рис. 7 – розподіл напруг при такому нагріванні, на рис. 8 – схема розподілу потужності теплового потоку для створення оптимального нагрівання. Витрати енергії при такому нагріванні склали 22,86 МДж, максимальна температура – 333 °С.

Відповідно до розрахунку, максимально можливе розширення маточини, яке можна одержати при оптимізації теплових потоків при відсутності пластичних деформацій складо $0,239 \cdot 10^{-3}$ м.

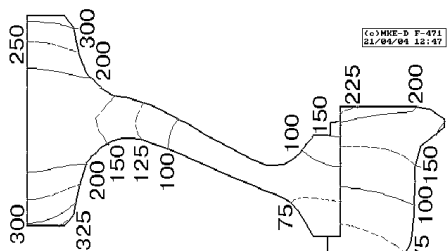


Рисунок 6 – Оптимальне температурне поле для нагрівання колеса під посадку на вісь

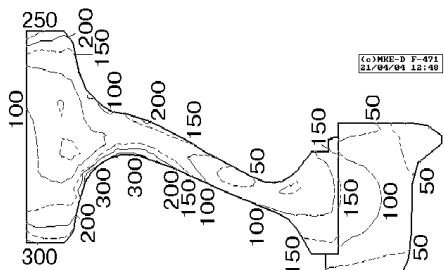


Рисунок 7 – Розподіл напруг σ_e при оптимальному нагріванні

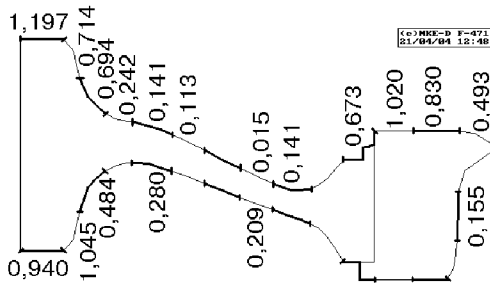


Рисунок 8 – Схема розподілу потужності теплового потоку при оптимальному нагріванні

Посадка колеса на вісь із використанням залишкового тепла від з'єднання частин колеса. У процесі зборки колісної пари спочатку нагрівається бандаж для з'єднання з колісним центром, після чого маточина цілком остиглого колеса нагрівається для з'єднання колеса з віссю. Оскільки при зборці колісний центр також трохи прогрівається за рахунок теплопередачі від нагрітого бандажа, було проведено розрахунок температурного поля в колесі в процесі його остигання. Коефіцієнт теплообміну для колісного центра був прийнятий $h_{\text{кл}} = 13 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$, бандажа – $h_{\text{он}} = 8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$ виходячи з експериментальних даних про остигання [7]. На рис. 9 представлений розподіл температур у колесі в процесі його зборки й наступного остигання: момент часу $t = 12 \text{ хв.}$ відповідає моменту закінчення нагрівання бандажа, $t = 110 \text{ хв.}$ – моменту найбільшого розширення маточини колеса.

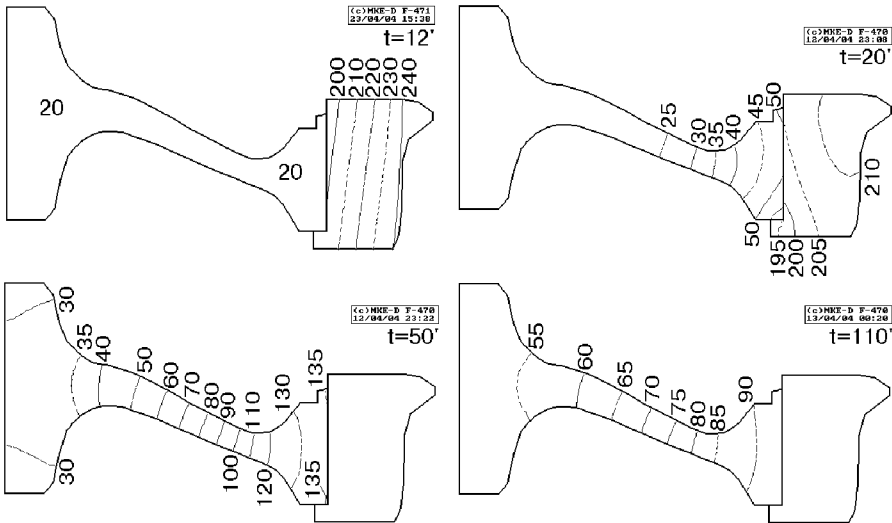


Рисунок 9 – Розподіл температур у колесі в процесі його зборки і наступного остигання

Виконані експериментальні дослідження [7] показали, що найбільше розширення маточини, обумовлене теплопередачею від нагрітого бандажа, має місце на 110 хвилині з моменту включення індукційно-нагрівального пристрою для зборки колеса. Максимальна температура деталі в цей момент – 91° , залишкове тепло від зборки – 12,39 МДж. Наступне нагрівання маточини колеса протягом 5 хвилин забезпечує розширення отвору маточини до величини, достатньої для посадки колеса на вісь (рис. 10-12). Витрати енергії на нагрівання маточини склали 14,89 МДж, розширення маточини (з урахуванням пластичних деформацій) – $0,222 \cdot 10^{-3}$ м, максимальна температура – 302°C .

На рис. 13-15 представлено оптимальне температурне поле, розподіл напруг і потужності теплового потоку для створення раціонального температурного поля з використанням залишкового тепла від зборки колеса. Витрата енергії при такому нагріванні складає 12,64 МДж, максимальна температура – 341°C , час нагрівання – 6 хв.

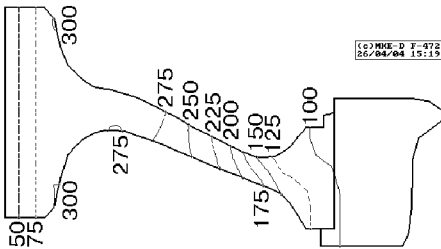


Рисунок 10 – Розподіл температури в колесі при нагріванні для посадки на вісь із використанням залишкового тепла від зборки колеса (експериментальні дані)

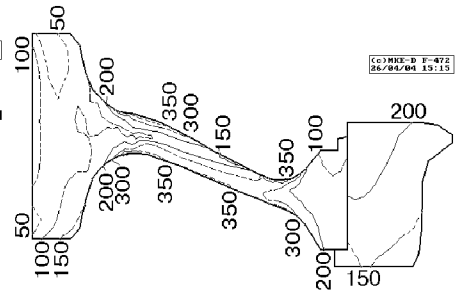


Рисунок 11 – Розподіл напруг σ_e у колесі при його нагріванні для посадки на вісь із використанням залишкового тепла від зборки колеса

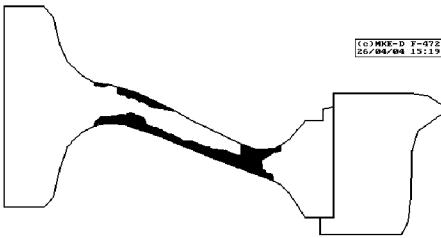


Рисунок 12 – Зони пластичних деформацій у колесі тепловоза при нагріванні для посадки на вісь

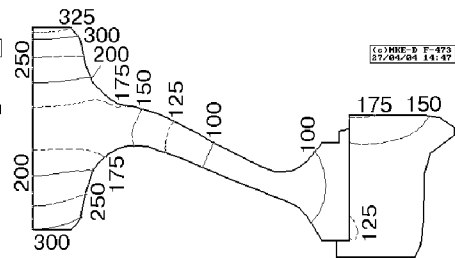


Рисунок 13 – Оптимальне температурне поле для нагрівання колеса під посадку на вісь

Розрахунки напружено-деформованого стану колеса, обумовленого індукційним нагріванням маточини під зборку й посадкою колеса на вісь, показали наявність істотних пластичних деформацій у дисковій частині колісного центра (рис. 4,12), що призводять до значної зміни величини натягу й стискаючих напруг у з'єднаннях бандаж-колісний центр і колесо-вісь (рис. 16).

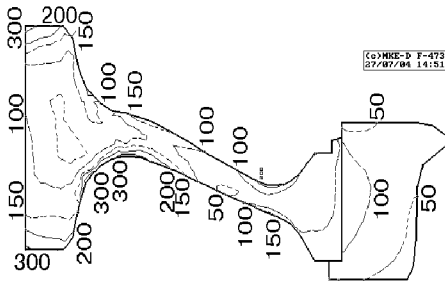


Рисунок 14 – Розподіл напруг при оптимальному нагріванні із використанням залишкового тепла від зборки колеса

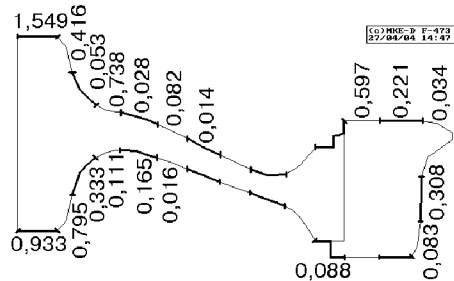


Рисунок 15 – Схема розподілу потужності теплового потоку при оптимальному нагріванні із використанням залишкового тепла від зборки колеса

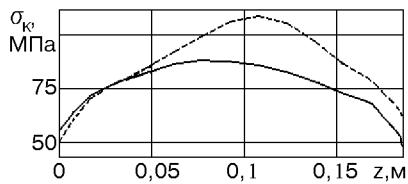
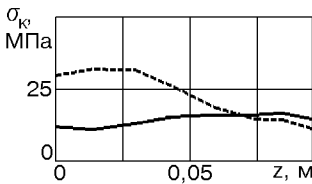


Рисунок 16 – Контактні напруга σ_k у з'єднанні бандаж-колійний центр (а) і колесо-вісь (б): суцільні лінії – при існуючому технологічному процесі, пунктирні – при оптимальному температурному полі при збірці

Висновки. Результати досліджень показали, що при стандартному процесі посадки колеса на вісь у дисковій частині виникають пластичні деформації. Використання залишкового тепла від зборки дає можливість скоротити енерговитрати на посадку колеса до 9 % при збереженні напружено-деформованого стану практично незмінним (у тому числі й розміру зон пластичних деформацій). Оптимізація технологічного режиму нагрівання маточини колеса під посадку дозволяє уникнути пластичних деформацій і підвищити міцність з'єднань із натягом у колійній парі, однак енерговитрати на зборку дещо підвищуються. Рациональне технологічне нагрівання колеса під посадку на вісь із використанням залишкового тепла від зборки колеса при оптимізації технологічного режиму дає зниження енерговитрат на 22 % у порівнянні з існуючим технологічним процесом.

Список літератури: 1. Андреев Г.Я. Тепловая сборка колесных пар. – Харьков, Изд-во Харьковского университета, 1965. – 227 с. 2. І.І.Оборський Нова конструкція і технологія з'єднання бандаж-центр колеса електровагона // Залізничний транспорт України. – 2003. – № 5. – С. 9-10. 3. Вагоны / Л.А.Шадура, И.И.Челноков, Л.Н.Никольский и др. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с. 4. Щеткин А.В. Оптимизация технологического нагрева вагонного колеса при сборке колесной пары // Вестник НТУ "ХПИ" – Х.: НТУ "ХПИ". – Вып. 25. – 2001. – С. 145-152. 5. А.с. СССР № 1682113. Способ сборки соединений с натягом / Андреев А.Г., Арпентьев Б.М., Манохин В.А., Пуйденко И.В. Оpubл. 07.10.1991. Бюлл. № 37. 6. Andreev A.G., Scepkin A.W., Laugwitz F. Untersuchung von Spannungen und Deformationen in Eisenbahnradem infolge induktiver Erwärmung bei der Montage. // Technische Mechanik. – Bn. 15, H. 4. – 1995.

– S. 271-280. 7. Андреев А.Г., Щеткин А.В. О рациональном технологическом нагреве бандажного колеса при сборке колесной пары тепловоза // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: Сб. научных трудов ХГПУ. – Вып. 7. Ч. 1. – 1999. – С. 240-243. 8. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – Москва, Мир, 1975. – 541 с. 9. Подгорный А.Н., Гонтаровский П.П., Киркач Б.Н. и др. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций. – Киев: Наукова думка, 1989. – 232 с. 10. Миллер В.С. Контактный теплообмен в элементах высокотемпературных машин. – Киев: Наукова думка. – 1966. – 164 с. 11. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. – М., Мир, 1979. – 392 с. 12. Приложение методов теории пластичности и ползучести к решению инженерных задач машиностроения: В. 2 ч. Ч. 2: Мозжаровский Н.С. Качаловская Н.Е. Методы и алгоритмы решения краевых задач. – Киев, Вища школа, 1991. – 287 с. 13. Демидович Б.П., Марон И.А. Основы вычислительной математики. – М., Физматгиз, 1963. – 660 с. 14. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.

Надійшла до редколегії 14.05.2004

УДК 621.825

В.И.МАЦ, канд.техн.наук, **Ю.А.ОСТАПЧУК**, канд.техн.наук, НТУ «ХПИ»

КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ УПРУГОЙ МУФТЫ С РАДИАЛЬНЫМИ ПАКЕТАМИ ПРУЖИН

В роботі розглядається питання комплексної оцінки параметрів пружної муфти з радіальними пакетами пружин. Найважливішим моментом є правильний вибір числа пакетів, числа пластин в пакеті, товщини і довжини пакета з урахуванням максимального використання нелінійної ділянки характеристики при одночасному забезпеченні максимально можливого демпфування і енергоємності муфти, а також можливої конструктивної реалізації. Одержана система рівнянь і нерівнянь для розрахунку цих параметрів.

При проектировании упругих муфт необходимо учитывать весь комплекс вопросов, связанных с определением их параметров (статическая характеристика, жесткость и демпфирование, энергоёмкость).

В работе [1] была получена кусочно-нелинейная статическая характеристика муфты с радиальными пакетами пружин (рис. 1). В то же время в работе не было показано, как выбирать параметры m, n, δ, h с учетом максимального использования нелинейного участка характеристики при одновременном обеспечении максимально возможного демпфирования и энергоёмкости муфты, а также возможной конструктивной реализации.

Целью настоящей работы является комплексный учет всех перечисленных факторов при проектировании муфты.

Характеристика имеет 2 линейных и 1 нелинейный участок (рис. 2).

В случае прямолинейного паза характеристика муфты на первом линейном участке

$$M_{(\alpha)} = \frac{mnb\delta^3(R_1 + h)^2}{4h^3}\alpha,$$

где m – число пакетов, n – число пластин в пакете, δ – толщина пластин.