

рукций летательных аппаратов. Методология обеспечения. – М.: Машиностроение, 1992. – 223 с. 2. Сухоревый В.Г. Инженерные методы проектной оценки вероятности разрушения авиационных конструкций // Авиационно-космическая техника и технология. Труды ХАИ. – Харьков: 1998. – С. 75-84.

Поступила в редколлегию 05.03.2005

УДК 624.04-50

М.К.РЕЗНИЧЕНКО, канд.техн.наук., Українська інженерно-педагогічна академія, Харків; **О.В.ЩЕПКИН**, НТУ «ХПІ»

ДО ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ КОЛІС РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ ПРИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Виконано систематичне чисельне дослідження залізничного колеса при його зборці з використанням індукційних нагрівальних пристроїв при технологічному нагріванні, що приводило до виникнення в колесі напружень і деформацій під час зборки.

The systematic numerical research of 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.

Актуальність теми. На даний час у залізничному транспорті спостерігається ріст швидкостей перевезень, що вимагає підвищення показників надійності й безпеки рухливого складу. Ці показники істотно залежать від конструкції колісних пар [1-3], зокрема, від якості з'єднань із натягом і технології їхнього складання. Для формування таких з'єднань, як правило, використовується тепловий спосіб із застосуванням індукційно-нагрівальних пристроїв [4].

Методи розрахунку теплової посадки з урахуванням геометрії конструкції, властивостей матеріалу недостатньо вивчені, тому не завжди можливий обґрунтований вибір технологічних режимів теплового складання й гарантувати якість з'єднання при подальшій експлуатації виробів. Тому розробка нових, науково обґрунтованих методів розрахунку теплових полів, контактних напружень на поверхнях з'єднуваних деталей і методів аналізу конструктивної міцності таких виробів в експлуатаційних режимах є актуальною в науковому та практичному відношеннях. Технологічні процеси складання можуть бути двох типів:

1. на вісь установлюють нагрітий колісний центр і після їх скріплення в з'єднання та остигання встановлюють на диск нагрітий бандаж;

2. на колісний центр установлюють нагрітий бандаж і після їх остигання зібране колесо саджають на вісь.

У зв'язку з цим становить інтерес така постановка задачі: оцінка впливу

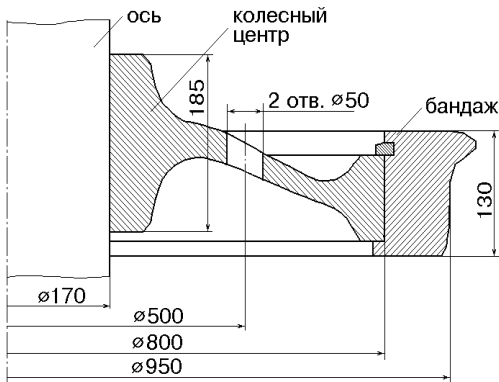


Рисунок 1 – Колесо маневрового тепловоза

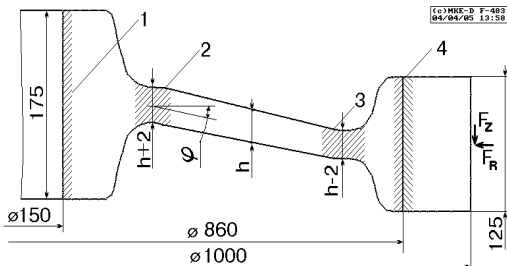


Рисунок 2 – Математична модель. 1-4 – зони максимальних напружень у конструкції: 1 – зона контакту осі й колісного центра; 2 – перехід маточини в дискову частину колісного центра; 3 – перехід дискової частини в бандаж; 4 – зона контакту колісного центра й бандажа; F_R , F_Z – зосереджені сили, що прикладаються при визначенні піддатливості конструкції

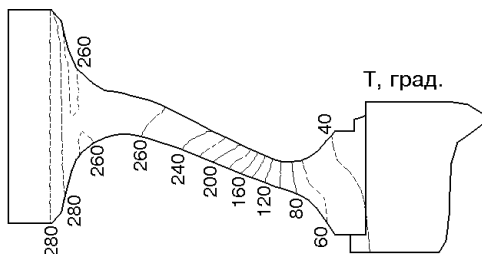


Рисунок 3 – Прототип температурного поля

на напружено-деформований стан характерної для машинобудування деталі, що включає маточину, дискову частину та бандаж, конструктивних факторів (конфігурація деталей, взаємного положення складових її елементів і ін.) і технологічних параметрів (величини натягів у з'єднаннях; термічного впливу при складальних процесах). Як прототип математичної моделі було узятє колесо маневрового тепловоза (рис. 1) [5].

Метою цієї роботи є дослідження напружено-деформованого стану математичної моделі типу складеного залізничного колеса, що збирається з використанням нагрівання двома різними технологічними процесами, для встановлення областей застосування таких технологій у залежності від розмірних співвідношень конструкції.

Модель (рис. 2) відрізняється від реального колеса перемінним кутом нахилу дискової частини φ (від 0 до 30 град.) та її товщиною h (від 0,02 до 0,05 м). При цьому дискова частина деталі (колісний центр) має лінійно-перемінну товщину: у маточини вона дорівнює $h + 0,002$ м, у зоні переходу в бандаж – $h - 0,002$ м. Відзначимо, що в реальній конструкції $\varphi = 21$ град., $h = 0,031$ м.

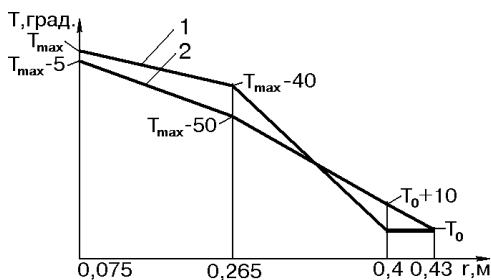


Рисунок 4 – Математична модель температурного поля: 1 – поле в момент закінчення нагрівання (використовується для визначення максимальних температур і напружень); 2 – поле в момент складання конструкції – через 1 хв. після закінчення нагрівання (використовується для визначення розширення маточини)

Як показали дослідження, максимальні напруження в конструкції виникають в одній з чотирьох зон (див. рис. 2). На графіках ці зони позначаються цифрами 1–4 відповідно. Усі розрахунки виконані в припущенні пружного деформування конструкції, коефіцієнт температурного розширення α не залежить від температури.

Характеристики матеріалу: модуль пружності $E = 2,0 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$; коефіцієнт температурного розширення $\alpha = 0,1 \cdot 10^{-4}$ град $^{-1}$; температура навколишнього середовища $T_0 = 20$ град.

Для розрахунку напружено-деформованого стану й розв'язання температурної задачі був застосований МСЕ [6], який дозволяє врахувати складну конфігурацію досліджуваного об'єкта. Досліджувана конструкція апроксимується торіодальними скінченими елементами трикутного поперечного перерізу з трьома вузлами, а також використовуються одномірні стикувальні елементи для моделювання стану сила-зсув-теплопередача на поверхнях деталей конструкції [7]. Для врахування неосесиметричних навантажень застосовується розкладання в ряд Фур'є величин, перемінних в окружному напрямку. На рис. 5 представлена розбивка моделі на кінцеві елементи ($h = 0,03$ м, $\varphi = 0$).

На рис. 6 представлені максимальні еквівалентні напруження σ_e в колісному центрі при нагріванні маточини під посадку на вісь у момент закінчення нагрівання, які обумовлені нерівномірним температурним полем при посадці на вісь колісний центра без бандажа. Напруження показані для зон 2 і 3 (див. рис. 2), у зонах 1,4 вони близькі до нуля. На рис. 7 наведені значення максимальної температури у момент закінчення нагрівання, необхідної для складання моделі в залежності від форми її колісного центра.

На рис. 8 представлені максимальні еквівалентні напруження σ_e в зібраній моделі при нагріванні маточини під посадку на вісь у момент закінчення

Величина натягу у з'єднанні диск-вісь $\delta_1 = 0,1$ мм; натяг δ_2 у з'єднанні бандаж-колісний центр складає 0,2 або 0,4 мм, також розглядається суцільнокатана конструкція. Усі натяги дані як різниця радіусів.

Як прототип температурного поля було прийняте експериментально отримане температурне поле при нагріванні маточини колеса тепловоза ТГМ-40 під посадку на вісь [5] (рис. 3). На рис. 4 представлені температурні поля, використовувані в розрахунках.

нагрівання, обумовлені нерівномірним температурним полем та з'єднанням частин колеса з натягом – складання відповідно до другого типу технології. Напруження показані для зон 2 і 3 (див. рис. 2), рівень напружень у зонах 1,4 істотно нижче. У графіках суцільнокатана конструкція позначається індексом «Ц», з'єднання з натягом 0,2 мм – індексом «Н», із натягом 0,4 мм – «Н2».

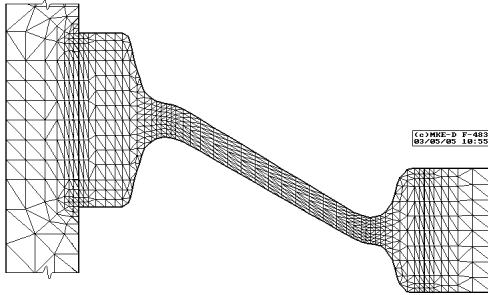


Рисунок 5 – Розбивка на СЕ моделі, з'єднаної з віссю

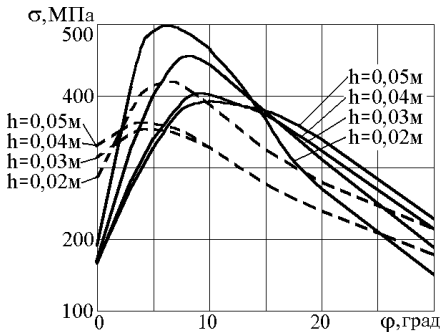


Рисунок 6 – Максимальні напруження в дисковій частині моделі при нагріванні маточини під посадку на вісь у момент закінчення нагрівання: суцільна лінія – зона 2, пунктир – зона 3

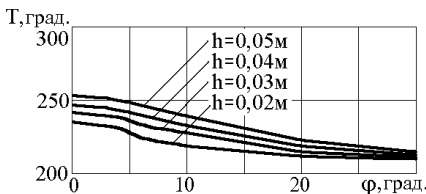


Рисунок 7 – Максимальна температура в колісному центрі без бандажа, необхідна для складання моделі при нагріванні маточини під посадку на вісь

На рис. 9 приведені значення максимальної температури, необхідної для складання моделі у момент закінчення нагрівання в залежності від форми колісного центра зібраної моделі для посадки на вісь.

На рис. 10 представлені графіки максимальних еквівалентних напружень σ_e в зібраній моделі, посадженої на вісь у залежності від форми її дискової частини (товщини h , кута нахилу ϕ) та значень натягів. Величина натягу у з'єднанні диск-вісь є $\delta_1 = 0,1$ мм; натяг δ_2 у з'єднанні бандаж-диск складає 0,2 або 0,4 мм, також розглядається суцільнокатана конструкція. Напруження дані для зон 1 і 2 (див. рис. 2), рівень напружень у зонах 3,4 істотно нижчий.

До числа важливих експлуатаційних характеристик конструкції відноситься також її піддатливість (жорсткість) під дією осьової та радіальної зосередженої сили (наприклад, сили взаємодії колеса й рейки для залізничних коліс). На рис. 11 показане радіальне U і осьове V переміщення поверхні кочення колеса під дією радіальної сили $F_R = 100$ кН у залежності від розмірних співвідношень конструкції. На мал. 12 показані переміщення U, V від дії осьової сили $F_Z = 10$ кН.

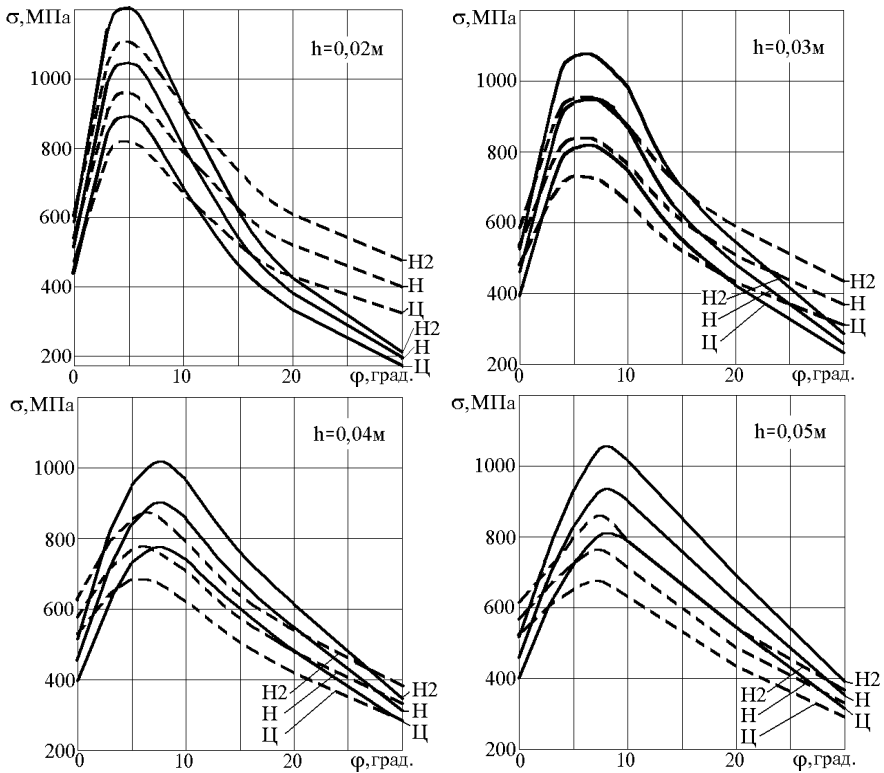


Рисунок 8 – Максимальні напруження в зібраній моделі при нагріванні маточини під посадку на вісь у момент закінчення нагрівання: суцільна лінія – зона 2, пунктир – зона 3

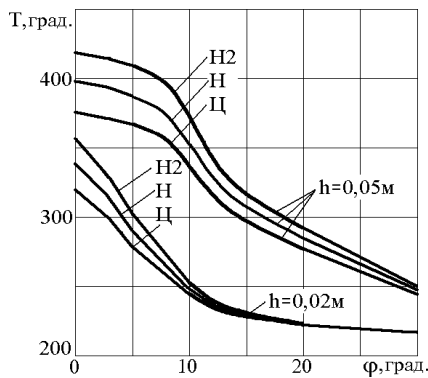


Рисунок 9 – Максимальна температура в моделі, необхідна для складання моделі при нагріванні маточини зібраної моделі під посадку на вісь

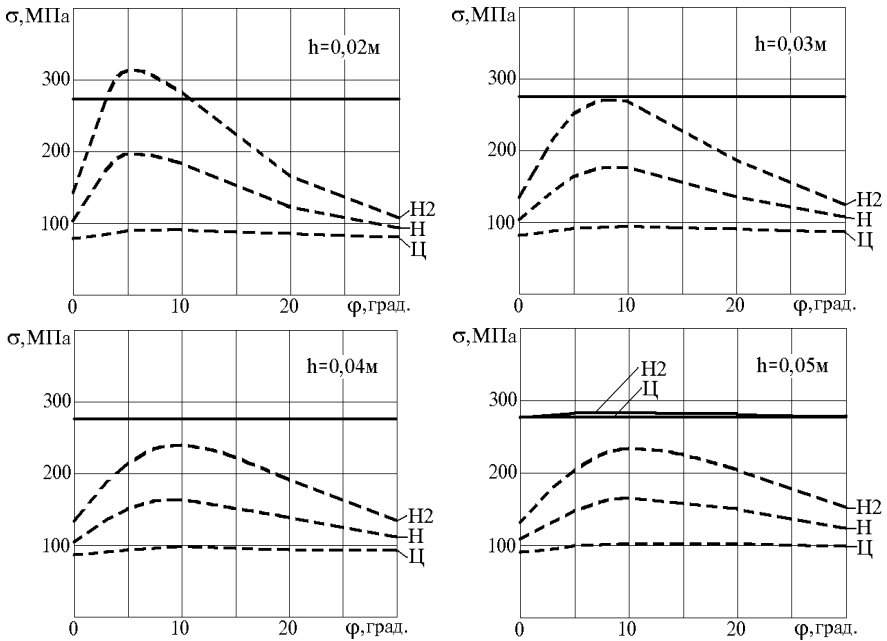


Рисунок 10 – Максимальні еквівалентні напруження σ_e в зібраній моделі, посадженій на вісь: суцільна лінія – зона 1, пунктир – зона 2

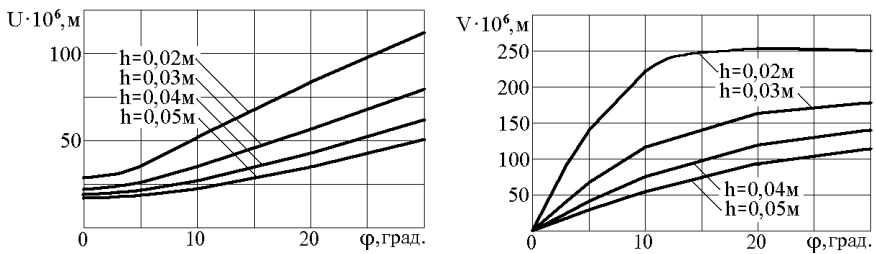


Рисунок 11 – Переміщення поверхні кочення коліс під дією радіальної сили $F_R = 100 \text{ кН}$ у залежності від розмірних співвідношень конструкції

Проведене дослідження показало:

1. При нагріванні під посадку дискової частини без бандажа на вісь товщина й нахил диска змінюють необхідну максимальну температуру нагрівання на 45 град, найбільше нагрівання вимагає прямий диск максимальної товщини (див. рис. 7). Максимальні напруження найбільші для деталей з кутом нахилу від 3 до 15 град (рис. 6).

2. При нагріванні маточини зібраного колеса під посадку на вісь максимальна температура нагрівання спостерігається в деталі з прямим диском

($\varphi = 0$). Товщина дискової частини й величина натягу в з'єднанні бандаж-колісний центр істотно впливають на температуру, необхідну для складання, лише при малих кутах нахилу дискової частини (0-10 град., див. рис. 9). При кутах нахилу дискової частини більше 30 град. величина натягу майже не впливає на температуру складання, збільшення товщини дискової частини з 0,02 до 0,05 дає збільшення температури на 70 град. Максимальні напруження в конструкції можуть вважатися прийнятними лише при кутах нахилу більше 20 град. чи в конструкції із прямим диском (див. рис. 8).

3. У зібраному колесі, посадженому на вісь, максимальні напруження, як правило, виникають у зоні з'єднання колесо-вісь (див. рис. 10), причому рівень напружень у цій зоні практично не залежить від форми дискової частини деталі. Лише при кутах нахилу 3-10 град. та товщині $h = 0,02$ м рівень напружень у зоні переходу дискової частини в маточину трохи вищий, ніж у зоні з'єднання колесо-вісь.

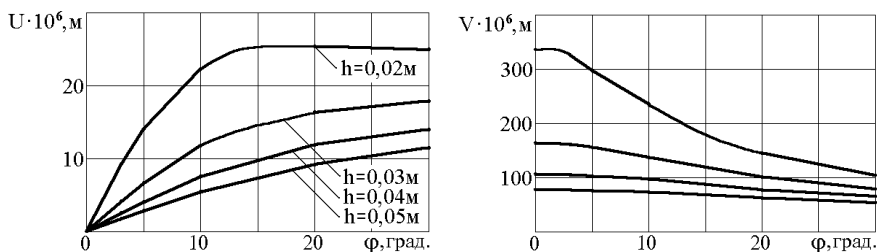


Рисунок 12 – Переміщення поверхні кочення коліс під дією осьової сили $F_z = 10$ кН у залежності від розмірних співвідношень конструкції

Висновки. Виконано дослідження напружено-деформованого стану характерної машинобудівної деталі типу «обандажений диск, посаджений на вісь», що включає маточину, дискову частину, бандаж із використанням математичної моделі, заснованої на МСЕ. Досліджувався складальний процес деталі по двох технологіях. Показано вплив на НДС деталі конструктивних факторів (товщина дискової частини, кут її нахилу) та технологічних (величина натягу дискова частина-бандаж у зіставленні з монолітною конструкцією, максимальна температура нагрівання). У моделі були встановлені зони з високими напруженнями. Отримані співвідношення дозволяють підбирати геометрію конструкції у залежності від області її застосування й очікуваних навантажень.

Список літератури: 1. Андреев Г.Я. Тепловая сборка колесных пар. – Харьков, Изд-во Харьковского университета, 1965. – 227 с. 2. І.Л.Оборський Нова конструкція і технологія з'єднання бандаж-центр колеса електровагона // Залізничний транспорт України. – 2003. – № 5. – С. 9-10. 3. Вагони / Л.А.Шадр, И.И.Челноков, Л.Н.Никольский и др. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с. 4. 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. 5. Андреев А.Г., Щепкин А.В. О рации-

нальном 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. 6. *Зенкевич О.* Метод конечных элементов в технике. – Москва, Мир, 1975. – 541 с. 7. *Подгорный А.Н., Гонтаровский П.П., Киркач Б.Н.* и др. Задачи контактного взаимодействия элементов конструкций. – Киев: Наукова думка, 1989. – 232 с.

Надійшла до редколегії 25.04.2005

УДК 531:629

С.Ю.ПОГОРЕЛОВ, канд.техн.наук; ***К.Ю.СЧАСТЛИВЕЦ***

УТОЧНЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ КОЛЬЦЕВОГО ЛАЗЕРНОГО ГИРОСКОПА НА ОСНОВЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

У запропонованій роботі досліджено питання точності моделювання теплових процесів у кільцевому лазерному гіроскопі. Проведено експеримент з визначення теплових полів у реальному гіроскопі. Створено розрахункову модель, що відповідає умовам експерименту. Експериментальні та розрахункові температурні поля були порівняні між собою. Як наслідок, параметри розрахункової моделі були уточнені, а відповідність розрахункового температурного поля реальному полю температур стала більш повною.

In the proposed paper the analyze model accuracy of ring laser gyro has been researched. The temperature fields of real laser gyro have been determinate during the experiment. The analyze model of laser gyro corresponding experiment conditions was create. Difference between experimental and modeling results was analyzed. As result, the analyze model parameters of laser gyro has been adjust and adequacy between experimental and modeling heat processes became more full.

Описание проблемы. Для исследований, связанных с определением влияния тепловых воздействий на точностные характеристики кольцевого лазерного гироскопа (КЛГ), была создана его расчетная модель. Расчетная модель включает в себя 3-х мерную твердотельную модель КЛГ и конфигурацию источников теплового поля. Ценность модели определяется точностью, с которой она воспроизводит тепловые процессы в реальном объекте, и которая может быть оценена, в частности, на основе данных эксперимента. Источником погрешности расчетной модели являлось то, что не было точно известно, как распределена мощность между тепловыми источниками, а также, какая доля их мощности идет на нагрев КЛГ. Целью исследования было: постановка эксперимента по получению поля температур реального КЛГ, решение задачи теплопроводности на основе расчетной модели КЛГ, адаптированной под условия эксперимента, сравнение полученных расчетных и экспериментальных температурных полей и внесение уточнений в расчетную модель с целью достижения более точного соответствия данных эксперимента и расчета.