



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **13119** (13) **U**
(51) **МПК (2006)**
G01L 1/00
B60B 3/02 (2006.01)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ

ОПИС ДО ДЕКЛАРАЦІЙНОГО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

видається під
відповідальність
власника
патенту

(54) СПОСІБ ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ В ДИСКУ ЗАЛІЗНИЧНОГО КОЛЕСА

1

(21) u200509059
(22) 26.09.2005
(24) 15.03.2006
(46) 15.03.2006, Бюл. № 3, 2006 р.
(72) Рейдемейстер Олексій Геннадійович, Вакуленко Ігор Олексійович, Рейдемейстер Геннадій Валеріанович, Перков Олег Миколайович, Лашко Анатолій Дмитрович
(73) ДНІПРОПЕТРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

2

ІМЕНІ АКАДЕМІКА В.ЛАЗАРЯНА
(57) Спосіб визначення напружень в диску залізничного колеса, по якому проводять аналіз розподілу виникаючих еквівалентних напружень залежно від форми диска, який **відрізняється** тим, що напруження в диску визначають за допомогою розв'язання кубічного полінома, який описує геометричну сукупність точок, які окреслюють переріз диска колеса.

Корисна модель може бути застосована в металургійній та машинобудівній галузях господарства, зокрема при виробництві залізничних коліс.

На сьогодні постійно зростаючі навантаження та швидкість руху залізничного транспорту висувають вимоги щодо підвищення надійності роботи транспорту. Одне із можливих рішень наведеної проблеми - це розробка нових, або модернізація діючих методик оцінки рівня виникаючих напружень в залізничному колесі при його експлуатації.

Існує проблема оцінки рівня діючих еквівалентних напружень в елементах конструкції залізничного колеса залежно від його форми та умов навантаження.

Методичне забезпечення стосовно оцінки еквівалентних напружень в різних місцях колеса дозволяє розробити пропозиції, спрямовані на підвищення якості колеса.

Існує спосіб визначення рівня напружень під час навантаження виробів складних форм, який полягає в аналізі схеми виникаючих напружень між елементами конструкції під дією зовнішнього навантаження [Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975, - 542 с.].

Недоліки наведеного способу - це обмеження його застосування лише схемами, які мають вигляд розорієнтованих напружень та які найбільш частіше не мають місця в залізничних колесах при їх експлуатації.

Найбільш близьким аналогом до технічного рішення, що заявляється, є спосіб визначення еквівалентного напруження при дії на колесо верти-

кальної Р та поперечної Q сил, що прикладаються до точки, яка зміщена назовні на відстань 5мм від середнього кола кочення (Фіг.1). [Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520мм. - М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996, - 319с.].

Недоліки наведеного способу - це відсутність урахування рівня властивостей металу при статичному циклічно-змінному навантаженні та неможливість застосування до коліс, форма яких відрізняється від наведеної в ГОСТ-9036.

Технічна задача, яка розв'язується, полягає в тому, що рівень аналізу розподілу виникаючих еквівалентних напружень в диску колеса визначають за допомогою розв'язання кубічного полінома, який описує геометричну сукупність точок, окреслюючих переріз диску колеса.

Суть корисної моделі полягає в тому, що визначають напруження в диску залізничного колеса з аналізу розподілу виникаючих еквівалентних напружень залежно від форми диска при навантаженні колеса. Новим є те, що напруження в диску визначають за допомогою розв'язання кубічного полінома, який описує геометричну сукупність точок, які окреслюють переріз диска колеса.

Приклад використання способу

Застосування способу виконано для залізничного колеса, переріз якого приведено на Фіг.2. Границями диску є лінії А та В, їх задано впорядкованими сукупностями точок, координати яких наведені в табл. 1.

(13) **U**
(11) **13119**
(19) **UA**

Таблиця 1

Координати точок на границі диска колеса (Фіг.2)

Номер точки j	x _j , мм	y _j , мм
Лінія А		
1	82	405
2	100,44	383,07
3	102,95	354,60
4	96,03	326,42
5	87,90	298,55
6	80,26	270,55
7	74,12	242,18
8	69,29	213,56
9	62,86	185,27
10	49,43	159,75
11	27,26	141,26
12	0	132
Лінія В		
1	212	105
2	185,50	391,47
3	162,05	373,19
4	142,25	350,98
5	126,38	325,82
6	115,08	298,29
7	103,18	255,21
8	97,31	226,05
9	97,28	194,44
10	111,26	170,45
11	134,03	151,46
12	161,14	139,24
13	190	132

Для отримання рівняння ліній проводимо через точки кожної лінії параметричний сплайн [Зав'ялов Ю.С., и др.. Методи сплайн функцій. - М.: Наука, 1980, - 352с.], та визначаємо коефіцієнти кубічних поліномів:

$$x(s) = a_{0j} + a_{1j}s + a_{3j}s^3 \quad (1)$$

$$y(s) = b_{0j} + b_{1j}s + b_{3j}s^3 \quad (2)$$

де x, y - координати довільної точки на повер-

хні диску; n - число точок на лінії; s - параметр, який приймає значення інтервалу $1 \div n$ (точці j відповідає значення s=j). Коефіцієнти сплайнів визначають з умов:

- крива, що відповідає сплайну, проходить через усі точки (табл. 1);

- в точках, що відповідають цілим значенням параметру s, кут нахилу дотичної та кривизна не повинні мати розриву;

- граничних точках s=1 та s=n кривизна лінії повинна дорівнювати нулю.

З урахуванням показників запасу опору втоми металу колеса, дії на колесо вертикальної Р та поперечної Q сил, стану колеса (нормальний, повзун або нерівномірний прокат) визначають параметри формул, які описують розподіл вертикальної та поперечної складових діючих сил в колесі. На підставі елементів тетраедальної форми (Фіг.3, 4), загальна кількість яких становить від 55 до 85 тис., а кількість вузлів 14-18 тис. відповідно. Пружне переміщення довільної точки Р, що належить елементу та вважається лінійною комбінацією переміщень вузлів дає змогу визначити тензор деформації та елементи матриці жорсткості. Закріпленими є тільки вузли, що лежать на нижній дузі в 90° отвору під ступицю.

Приймаємо Р=10кН, Q=1кН, значення які найбільш вірогідно діють на колесо при експлуатації. Напруження, що виникають в кожній з розрахункових областей (Фіг.1) приведені в табл. 2 для різних товщин ободу. Аналіз наведених результатів свідчить, що в області 2 (Фіг.1) еквівалентні напруження складають дуже низькі значення, які не перебільшують половини межі витривалості. В розрахунковій області 1 еквівалентні напруження досягають значень 100Н/мм², які перебільшують межу витривалості (85Н/мм²), а значення коефіцієнту запасу опору втоми 0,833, при нормі 2 [ГОСТ 9036]. Таким чином, умова міцності для розрахункової області біля ступиці, з формою перерізу колеса наведеною на Фіг.1 при вертикальному навантаженні 143кН, та при Q=21,8кН не виконується. Для такого колеса необхідно знижувати максимальне значення Р та Q або змінювати форму перерізу диску.

Таблиця 2

Еквівалентні напруження та показники запасу опору втоми для колеса (Фіг.2)

Розрахункова область k	Еквівалентні напруження σ_{ek} , МПа	Показник запасу опору втоми n_k
1	102	0,833
2	0	∞

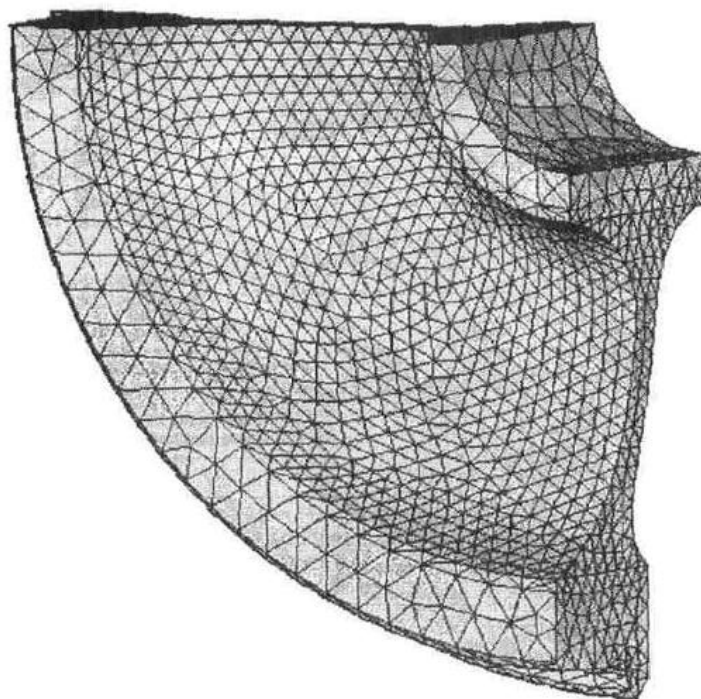


Fig. 3

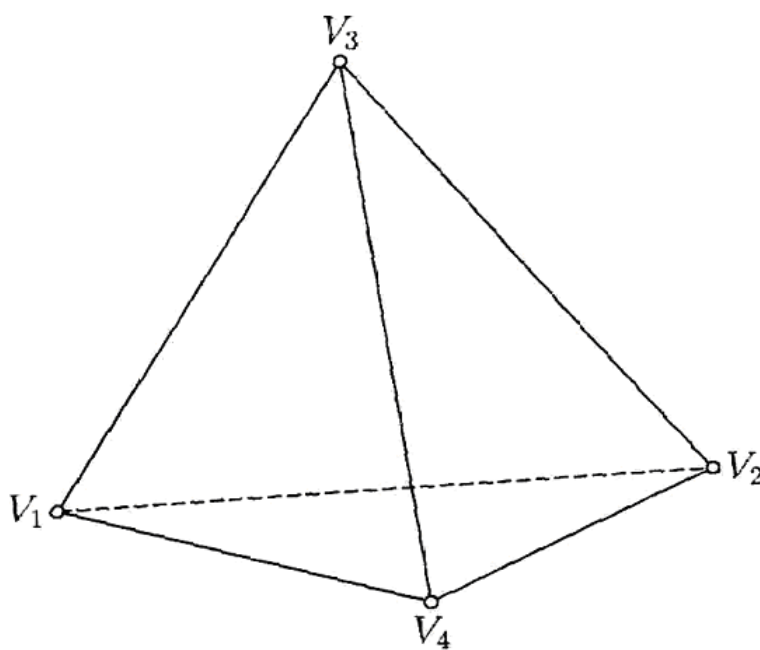


Fig. 4