

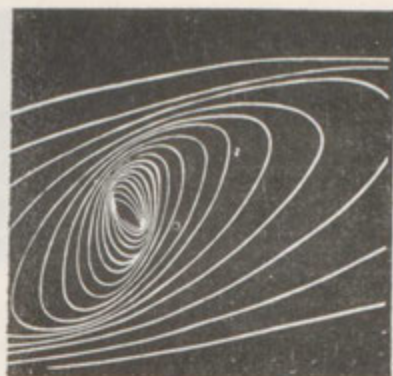
ISSN 0556-171X

**ПРОБЛЕМЫ
ПРОЧНОСТИ**

12

1989





ПРОБЛЕМЫ ПРОЧНОСТИ

Всесоюзный научно-технический журнал
Института проблем прочности АН УССР
Основан в июле 1969 г. Выходит ежемесячно

№ 12 [246] декабрь 1989 г.

Киев Наукова думка



Содержание

Научно-технический раздел

- ШЕВЧЕНКО Ю. Н., ТЕРЕХОВ Р. Г., БРАЙКОВСКАЯ Н. С., ЗАХАРОВ С. М. Экспериментальное исследование закономерностей неупругого деформирования металлов при сложных процессах нагружения в условиях повышенных температур 3
- АРУТЮНЯН Р. А., ПЕТРОВ С. В., ТЕРЕЩЕНКО А. Г. О θ -концепции в теории ползучести и ее модификации для описания длительной прочности 8
- АРШАКУНИ А. Л., ЧЕРЕДЕЕВА Л. В. Учет зависимости энергии активации от температуры в определяющем соотношении длительной прочности металлов 11
- СУХИНИН В. П., ЛЕЖНЕВА А. А., МЕЛЛЕРОВИЧ Г. М., ЯКУШЕВА Е. М., ФРИДЛАНСКАЯ Н. А. Концентрация напряжений в растягиваемых пластинах с местными утонениями при упругопластических деформациях и ползучести 19
- ДВОРЕЦКИЙ В. И., КОРОБОВИЧ А. П. Зависимость долговечности листового проката от критериев усталостного разрушения 24
- КИЖНЕР М. М., СМЩЕНКО О. П., МИЗОНОВ В. М., ЛЯШЕНКО Б. А. Исследование прочности эмалевых покрытий при статическом и циклическом изгибе 27
- ВОРОБЬЕВ Е. В. Деформирование меди при воздействии сильных магнитных полей и криогенных температур 32
- БРЫЗГАЛИН Г. И., ЦВЕТКОВ Д. И., КАРТАШОВ Г. Г., НАГИБИН В. П., ПИСАРЕВ А. В. Оценка качества слоистых металлических материалов по высокочастотной выносливости и демпфирующей способности 36
- ГОЛУБЕВ В. К., СОБОЛЕВ Ю. С., ТРУНИН И. Р., ШАВЕРДОВ С. А., ЮКИНА Н. А. О влиянии геометрии тыльной поверхности на характер откольного разрушения преграды 41
- ЛЕПИХИН П. П. К вопросу моделирования упрочнения в теории течения 44
- БОРОДИЧ Ф. М. Контактные задачи типа Герца для анизотропной физически нелинейной упругой среды 47
- ГНУЧИЙ Ю. Б., ХРАПОВ Ю. Г., КОСТЮНИН Ю. А., ПОДОРОГА В. А., БОРИСЕНКО В. В., КОВТЮШЕНКО А. В. Напряженно-деформированное состояние и прочность твердосплавных вставок новых типов породоразрушающих резцов. Сообщение 1 53
- ГНУЧИЙ Ю. Б., ХРАПОВ Ю. Г., КОСТЮНИН Ю. А., ПОДОРОГА В. А., БОРИСЕНКО В. В., КОВТЮШЕНКО А. В. Напряженно-деформированное состояние и прочность твердосплавных вставок новых типов породоразрушающих резцов. Сообщение 2 56
- РУСИН С. П., УСАТИКОВ С. В. О расчете напряжений в тонких прослойках 61

Я. М. Григоренко, А. Т. Василенко, В. П. Есаулов,
А. В. Сладковский (Киев, Днепропетровск)

Применение теории оболочек вращения к расчету дисков цельнокатаных железнодорожных колес

Рассмотрена задача об определении напряженного состояния диска железнодорожного колеса как тонкостенной оболочки вращения переменной жесткости, подверженной действию осесимметричной и антисимметричной контурной нагрузок. Для решения задачи использован устойчивый численный метод. Приведено распределение напряжений в диске при нагружении вертикальной и боковой силами.

Железнодорожные колеса являются одними из наиболее массовых и ответственных деталей, которыми оборудуется подвижный состав магистрального и промышленного транспорта. На изготовление колес из общего баланса страны отвлекается свыше 2 млн. т высококачественной стали. Поэтому проблема снижения металлоемкости и обеспечения при этом необходимой прочности и долговечности колес достаточно актуальна, особенно в связи с имеющей на транспорте место тенденцией к увеличению скоростей движения и нагрузок на ось.

Наряду с вопросами технологии один из путей решения указанной проблемы — совершенствование конструкций колеса. Анализ публикаций, посвященных данной проблеме, свидетельствует, что количество экспериментальных работ значительно превышает число теоретических исследований. Однако, как известно [1], метод конст-

руирования профиля колеса в настоящее время отсутствует. Это связано с тем, что методика теоретического расчета колеса, которая могла бы использоваться для конструирования и учитывала бы как сложную форму, так и условия нагружения колеса, не разработана. А отдельные экспериментальные разработки колес, довольно совершенные, являются скорее исключением из правила.

Среди имеющихся теоретических работ наибольшее число посвящено исследованию влияния тепла, возникающего при торможении, усилий запрессовки и центробежной силы на напряженно-деформированное состояние колес. При этом напряженное состояние рассматривается в основном в осесимметричной постановке. Однако в реальных условиях колеса подвержены неосесимметричному нагружению, и сложность задачи существенно увеличивается. Разработана вычислительная программа [2], основанная на дискретизации профиля колеса и представления его в виде набора кольцевых пластин и колец. Несимметричные нагрузки учитывались при помощи использования разложения напряжений в ряды Фурье.

Известен также аналогичный подход [3], когда в набор элементов для дискретизации включены диски, плиты и конические оболочки. Расчет осуществляли матрично-редукционным методом с использованием рядов Фурье для учета несимметричных нагрузок.

Одним из наиболее эффективных методов для расчета осесимметричной задачи нагружения колеса является метод конечных элементов (МКЭ) [4]. Однако применение его для неосесимметричного нагружения затруднительно. Это связано с ограничениями на оперативную часть ЭВМ, так как для достижения приемлемой точности решения трехмерной задачи при помощи МКЭ необходим большой объем памяти.

Предложен подход [5], основанный на полуконформном МКЭ, который, видимо, позволит, используя ряды Фурье, учесть неосесимметричность нагружения. Однако результаты применения этого подхода не приведены.

В настоящей работе рассмотрен расчет диска железнодорожного колеса на основе методов решения задач теории оболочек вращения.

Диск цельнокатаного железнодорожного колеса во многом определяет конструкцию колеса в целом и от его толщины и формы зависит прочность колеса. Это подтверждается тем, что зарождение усталостных трещин в зонах перехода от диска к ступице или от диска к ободу — одна из распространенных причин разрушения колес. Вследствие того что толщина ступицы и неперегруженного обода значительно превышает толщину диска, можно для упрощения считать их жесткими. Толщина самого диска на два порядка меньше его диаметра. Это позволяет моделировать его оболочкой вращения, жестко заделанной по внутреннему L_1 и внешнему L_2 контурам. При этом внутренний контур, связанный со ступицей, неподвижен, а внешний контур под воздействием нагрузок может смещаться. Тогда в соответствии с ранее предложенным подходом [6] разрешающая система дифференциальных уравнений после разделения переменных может быть записана в матричной форме:

$$\frac{dN_k}{ds} = A_k(s) N_k, \quad (1)$$

где $N_k \{N_{r,k}, N_{z,k}, \hat{S}_k, M_{s,k}, u_{r,k}, u_{z,k}, v_k, \vartheta_{s,k}\}$ — искомый вектор. При этом N_r, N_z — радиальное и осевое усилия в оболочке (диске); u_r, u_z — соответствующие им перемещения; $\hat{S}$ — приведенное сдвиговое усилие; M_s — изгибающий момент; ϑ_s — соответствующий угол поворота; v — окружное перемещение; k — номер гармоники. Функциональная матрица $A_k(s)$ имеет порядок 8×8 .

При решении задач данного класса принимаем во внимание то обстоятельство, что в силу принятой расчетной схемы и условий нагружения в разложении решения в ряды Фурье по

окружной координате θ решающую роль играют две гармоники — нулевая и первая.

Тогда решение задачи представим в виде

$$\left. \begin{aligned} N_r(s, \theta) &= N_{r,0}(s) + N_{r,1}(s) \cos \theta; \\ N_z(s, \theta) &= N_{z,0}(s) + N_{z,1}(s) \cos \theta; \\ \hat{S}(s, \theta) &= \hat{S}_0(s) + \hat{S}_1(s) \sin \theta; \\ M_s(s, \theta) &= M_{s,0}(s) + M_{s,1}(s) \cos \theta; \\ u_r(s, \theta) &= u_{r,0}(s) + u_{r,1}(s) \cos \theta; \\ u_z(s, \theta) &= u_{z,0}(s) + u_{z,1}(s) \cos \theta; \\ v(s, \theta) &= v_0(s) + v_1(s) \sin \theta; \\ \vartheta_s(s, \theta) &= \vartheta_{s,0}(s) + \vartheta_{s,1}(s) \cos \theta. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Элементы матрицы $A_k(s)$ зависят от механических характеристик диска, его геометрии и длины дуги s . Для решения систем уравнений (1) необходимо задать на контурах L_1 и L_2 граничные условия. Вследствие того, что на контуре L_1 справедливы условия неподвижной жесткости заделки, вне зависимости от номера гармоники

$$u_r = u_z = v = \vartheta_s = 0 \text{ при } s = L_1. \quad (3)$$

Рассмотрим контур L_2 . При этом для $k=0$ ранее [6] получено соотношение

$$r \sin \varphi N_s - r \cos \varphi Q_s - \frac{R_z}{2\pi} = 0, \quad (4)$$

где r — текущий радиус; R_z — главный вектор осевых сил, приложенных на контуре $s=s'$.

Кроме того, имеет место уравнение

$$\cos \varphi = \frac{dr}{ds}. \quad (5)$$

На контуре L_2 для диска

$$\cos \varphi = 1; \quad R_z = T; \quad r = R_2; \quad Q_s = -N_z, \quad (6)$$

где R_2 — радиус зоны перехода от диска к ободу; T — боковое усилие, действующее на колесо.

Тогда условие (4) может быть записано в виде

$$N_z = \frac{T}{2\pi R_2} \text{ при } s = L_2. \quad (7)$$

Кроме того, из условий недеформируемости контура L_2 и жесткой заделки оболочки по этому контуру для нулевой гармоники дополнительно запишем

$$u_r = v = \vartheta_s = 0 \text{ при } s = L_2. \quad (8)$$

Для первой гармоники на контуре L_2 записываем два граничных условия, полученные аналогично (4):

$$r(\cos \varphi N_s + \sin \varphi \hat{Q}_s - \hat{S}) - \frac{R_x}{\pi} = 0; \quad (9)$$

$$r^2 \cos \varphi \hat{Q}_s - r^2 \sin \varphi N_s - r M_s - \frac{M_y}{\pi} = 0, \quad (10)$$

где R_x — главный вектор вертикальных сил, приложенных на контуре $s=s'$; M_y — главный момент поворота вокруг горизонтальной оси.

На контуре L_2 также справедливы соотношения

$$R_x = P; \quad M_y = M; \quad N_s = N_r. \quad (11)$$

Тогда, подставляя в (9) и (10) выражения из (6) и (11), получим

$$N_r - \hat{S} = \frac{P}{\pi R_2} \quad \text{при } s = L_2; \quad (12)$$

$$-R_2 N_z - M_s = \frac{M}{\pi R_2} \quad \text{при } s = L_2. \quad (13)$$

Здесь P — вертикальная сила, действующая на колесо; $M = TR^*$ — момент от действия боковой силы, где R^* — расстояние от места приложения боковой силы (гребень колеса) до оси вращения.

Ранее [6] были получены выражения для деформационных факторов при первой гармонике ($k=1$):

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{r} (\cos \varphi u + v + \sin \varphi w); \quad (14)$$

$$\hat{\kappa}_{s\theta} = \frac{1}{r^2} (\sin \varphi u - \cos \varphi w - r \vartheta_s), \quad (15)$$

где ε_θ — окружная деформация; $\hat{\kappa}_{s\theta}$ — приведенное кручение.

Вследствие справедливости условий недеформируемости контура L_2 деформации (14), (15) можно приравнять нулю и с учетом (6) и соотношения $u_r = u$ получить

$$u_r + v = 0 \quad \text{при } s = L_2; \quad (16)$$

$$u_z - R_2 \vartheta_s = 0 \quad \text{при } s = L_2. \quad (17)$$

Таким образом, необходимо решить две системы обыкновенных дифференциальных уравнений с различными граничными условиями для каждой гармоники. С целью их решения использован пакет прикладных программ, разработанный в Институте механики АН УССР. В основе его заложен алгоритм сведения краевой задачи к последовательности задач Коши с дискретной ортогонализацией векторов-решений. Модульный принцип построения данного пакета позволял использовать его в качестве ядра пользовательской программы, что было сделано при составлении программы расчета диска железнодорожного колеса.

Поскольку диск имеет достаточно сложную форму, его геометрия задавалась таблично. Для каждого значения аргумента s_i определяли координаты срединной поверхности r_i , z_i и толщину в направлении нормали h_i . При этом в местах большого градиента геометрических параметров использовали более частое разбиение по длине дуги s . Тогда для произвольной точки с координатой s ($s_i < s < s_{i+1}$) геометрия определя-

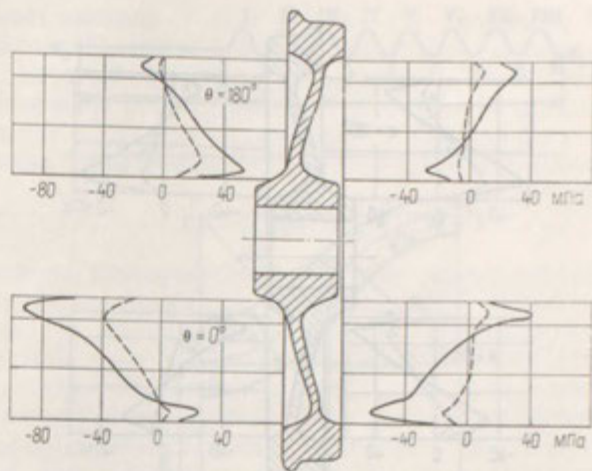


Рис. 1. Распределение напряжений в вертикальном сечении колеса конструкции ГОСТ 9036—76 при действии вертикальной и боковой сил. (Сплошные линии — σ_r , штриховые — σ_θ .)

ется при помощи следующих соотношений:

$$r = \frac{r_{i+1} - r_i}{s_{i+1} - s_i} (s - s_i) + r_i; \quad (18)$$

$$h = \frac{h_{i+1} - h_i}{s_{i+1} - s_i} (s - s_i) + h_i; \quad (19)$$

$$\cos \varphi = \frac{r_{i+1} - r_i}{s_{i+1} - s_i}. \quad (20)$$

Правильность задания граничных условий, построения алгоритма и написания отдельных программных модулей проверяли на задаче о деформировании колеса с плоским диском постоянной толщины, которая была решена аналитически при помощи методов теории функций комплексного переменного. Для 30 точек разбиения по координате s достигнуто совпадение по напряжениям до четырех значащих цифр.

С применением описанных методик был исследован ряд конструкций железнодорожных колес с различной геометрией диска. В качестве примера на рис. 1 приведены радиальные σ_r и окружные σ_θ напряжения при нагружении вертикальной ($P=25$ Т) и боковой ($T=8$ Т) силами колеса конструкции ГОСТ 9036—76. Рассматривается вертикальное сечение колеса $\theta=0 \dots 180^\circ$. Касательные напряжения $\tau_{r\theta}$ в данном сечении отсутствуют. Правые графики соответствуют напряжениям на внешней поверхности диска, левые — напряжениям на внутренней поверхности. Их анализ показывает, что экстремальные по напряжениям зоны находятся в области перехода от ступицы и от диска к ободу, что соответствует реальной картине разрушения колес при их эксплуатации.

Аналогичные графики при действии одной вертикальной силы приведены на рис. 2. Как следу-

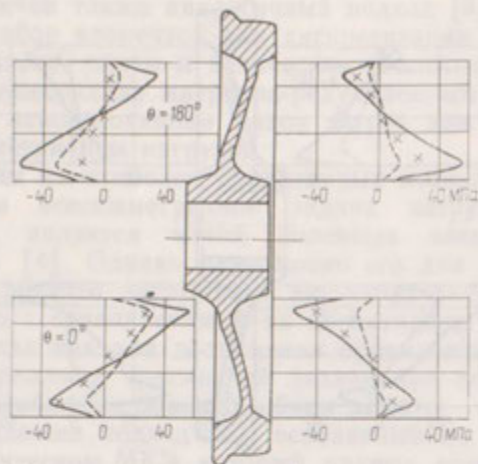


Рис. 2. Распределение напряжений в вертикальном сечении колеса конструкции ГОСТ 9036—76 при действии вертикальной силы. (Сплошные линии— σ_r , штриховые— σ_θ , X—экспериментально полученные величины напряжений σ_r .)

ет из сравнения с рис. 1, характер кривых изменяется на противоположный, что доказывает преимущественное влияние боковой силы на напряженное состояние дисков. На рис. 2 представлены для сравнения напряжения σ_r , полученные по показаниям тензорезисторов, наклеенных на боковой поверхности натурных колес для их стендового нагружения вертикальной силой. Характер изменения вдоль радиуса напряжений в расчете и эксперименте совпадает. Небольшое отличие количественных показателей обусловлено допущениями о жесткости обода и ступицы в расчетной схеме, которые могут быть сняты.

С учетом изложенного можно заключить, что

разработана эффективная методика расчета дисков цельнокатаных железнодорожных колес, основанная на использовании теории оболочек вращения. Применение указанной методики позволит проводить целенаправленный поиск колеса, оптимального по своим прочностным и эксплуатационным характеристикам.

Summary

The problem on determination of stressed state of the railway wheel disk as an axisymmetric shell of revolution under the action of axisymmetric and antisymmetric contour loadings is considered. A stable numerical method is used for the problem solution. Distribution of stresses in the disk under loading by vertical and lateral forces is presented.

1. High performance wheels (optimum design of wheel profile) // Sumitomo metal industries.—1981.—N 10.—47 p.
2. Reich O., Villa U., Theile Y. Rechenprogramm für Eisenbahnraden // DET Eisenbahntechnik.—1974.—22, N 4.—S. 170—172.
3. Yaritz K. P. Besondere Eigenschaften von Monobloc-Rädern mit wenig genigter Scheibe // Jew-Nachrichten.—1976.—N 20.—S. 11—15.
4. Андреев А. Г., Беломытцев К. С., Щепкин А. В. Напряженно-деформированное состояние тепловозного колеса при технологическом нагреве // Динамика и прочность машин.—1987.—Вып. 45.—С. 79—83.
5. Альтенбах И., Андреев А. Г., Фриче Г. Расчет напряжений и деформаций в вагонных колесах // Там же.—1978.—Вып. 28.—С. 126—133.
6. Григоренко Я. М., Василенко А. Т. Теория оболочек переменной жесткости.—Киев: Наук. думка, 1981.—543 с.

Ин-т механики АН УССР
Днепропетр. металлург. ин-т

Поступила 09.01.89