

Д.79

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

*Инж. С. В. ДУВАЛЯН*

**АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ  
НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДИСКА  
ЦЕЛЬНОКАТАНОГО КОЛЕСА**

(Автореферат диссертации на соискание ученой  
степени кандидата технических наук)

*Научный руководитель  
доктор технических наук  
проф. А. А. ПОПОВ.*

ДНЕПРОПЕТРОВСК 1961 г.

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

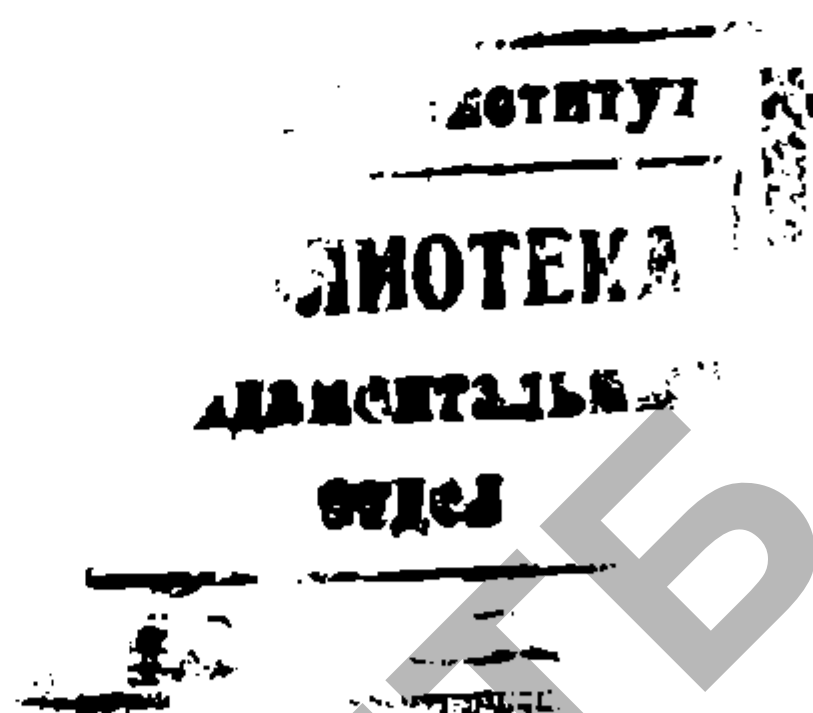
ДНЕПРОПЕТРОВСКИЙ ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

НА ПРАВАХ РУКОПИСИ

*Инж. С. В. ДУВАЛЯН*

1604/0  
АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ  
НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДИСКА  
ЦЕЛЬНОКАТАНОГО КОЛЕСА

(Автореферат диссертации на соискание ученой  
степени кандидата технических наук)



Научный руководитель  
доктор технических наук  
проф. А. А. ПОПОВ

ДНЕПРОПЕТРОВСК, 1961 г.

## ВВЕДЕНИЕ

Директивами XXI съезда КПСС предусмотрено увеличить за семерку грузооборот железнодорожного транспорта на 39—43%.

Одним из решающих мероприятий по решению этой задачи является повышение скорости движения поездов, что обеспечивается внедрением на железнодорожном транспорте более экономичной и мощной электровозной и тепловозной тяги. При этом особое значение приобретают вопросы динамического взаимодействия подвижного состава и пути, в связи с чем создание облегченных колесных пар следует рассматривать не только как средство экономии металла и снижения веса вагонов, но и как важное мероприятие по улучшению динамических характеристик подвижного состава.

При решении вопроса о рациональной форме и размерах облегченного вагонного колеса важное значение имеют исследования, посвященные изучению напряженного состояния диска колеса.

Расчету колеса с плоским диском посвящена докторская диссертация Б. В. Дидова. В этой работе обод рассматривается как кольцо (замкнутый кривой брус, который рассчитывается по гипотезе о сохранении плоских сечений), покоящийся на упругом основании — диск постоянной толщины, заземленный в «абсолютно» жесткую ступицу.

Д. В. Вайнберг, рассматривая задачу о расчете колеса с плоским диском, предлагает несколько другую расчетную схему. Согласно Д. В. Вайнбергу колесо следует рассматривать как пластину, у которой толщина скачкообразно изменяется в месте перехода от диска к ободу.

Однако вопрос о расчете колеса с неплоским диском, например коническим, оставался открытым. Более того, представление о диске колеса как о круглой кольцевой пластине постоянной толщины далеко не отражает фактическую форму диска. Конструктивно диск всегда выполняется переменной толщины, при этом переход от диска к ободу или к ступице

происходит плавно. Пренебрежение переменным характером толщины диска, наличием переходных участков делает расчет очень схематичным.

Приближенное решение, предлагаемое нами, является первой попыткой аналитического определения напряжений в коническом диске цельнокатаного колеса.

О существовании каких-либо теоретических исследований напряженного состояния диска колеса за рубежом нам неизвестно. Что касается экспериментального исследования напряжений, то такие работы проводились и проводятся как у нас, так и за рубежом.

## Глава 1. Элементы теории оболочек

Согласно расчетной схеме, рассматриваемой во второй главе диссертации, задача об определении напряжений в диске сводится к расчету круглых кольцевых пластин и круговой конической оболочки переменной толщины при несимметричном краевом нагружении. В этой связи в первой главе приводятся основные сведения из теории оболочек. При этом изложение не предполагает знакомства читателя с теорией поверхностей, а соотношения Кодацци и Гаусса для поверхности, отнесенной к линиям кривизны, рассматриваются как следствие из дифференциальных уравнений совместности Ляме для параметров Ляме триортогональной системы координат.

Особое внимание уделяется вопросу разложимости перемещений деформируемой среды на поступательное, поворотное и деформационное.

При выборе вида зависимости для усилий и моментов через деформации в выражениях для сдвигающих усилий и крутящих моментов сохраняются члены второго приближения. Это обеспечивает тождественное удовлетворение шестого уравнения равновесия. В первой главе диссертации отмечается, что возможно дальнейшее упрощение соотношений для сдвигающих усилий и крутящих моментов без нарушения шестого уравнения равновесия. Однако это упрощение нельзя выразить в компонентах деформации; оно проводится только во второй главе диссертации в соотношениях для сдвигающих усилий и крутящих моментов через перемещения.

Наконец, наряду с граничными условиями рассматриваются так называемые условия сопряжения, либо взаимного защемления двух упругих элементов — частей оболочки.

Условия сопряжения налагают геометрическую связь, заключающуюся во взаимном упругом защемлении двух частей оболочки, и силовую, являющуюся выражением равенства действия и противодействия. Условия сопряжения, очевидно, приходится ввести в рассмотрение в связи с расчетом оболочки, параметры которой (толщина, кривизна и т. д.) терпят разрыв вдоль некоторых линий.

## Глава II. Аналитическое определение напряжений в диске цельнокатаного колеса

Для приближенного решения задачи об определении напряжений в диске цельнокатаного колеса принимается расчетная схема, согласно которой диск (без отверстий) и обод (без реборды) составляют вместе с переходными участками оболочку переменной толщины, именуемую в дальнейшем расчетной оболочкой. Это название подчеркивает, что схема расчетной оболочки допускает некоторое геометрическое отступление (пренебрежение влиянием отверстий и реборды) и что геометрически упрощенный объект расчета рассматривается как оболочка и рассчитывается по изложенной в первой главе теории оболочек.

Следующим шагом в упрощении задачи является введенная аппроксимация срединной поверхности и толщины расчетной оболочки: предполагается, что расчетная оболочка состоит из конической и плоских частей, толщина которых может быть определена по формуле

$$2 h = 2 h_0 \left( \frac{r}{r_0} \right)^k$$

где  $2 h$  — толщина расчетной оболочки,

$2 h_0$  — начальная толщина (при  $r = r_0$ ),

$r$  — радиус вращения срединной поверхности,

$r_0$  — начальный радиус,

$k$  — параметр толщины, постоянный на каждой части.

За криволинейные координаты точки на срединной поверхности расчетной оболочки принимаются  $x = \ln \frac{r}{r_0}$  и  $\alpha$ , где  $r$  и  $\alpha$  — первые две цилиндрические координаты точки. В такой системе координат получены выражения для

усилий и моментов через перемещения и выражения коэффициентов дифференциальных уравнений деформации в перемещениях для произвольной части расчетной оболочки. Особое внимание уделяется вопросам интегрирования системы дифференциальных уравнений деформации. В частности, показано, что при интегрировании дифференциальных уравнений деформации круглой кольцевой пластины переменной толщины с параметром  $k$  особенно эффективно использование методов операционного исчисления. Для упрощения вычислений в этом случае предлагается ввести в рассмотрение следующие системы функций:

$$\left. \begin{aligned} Y_1 &= \operatorname{ch} ax \quad \operatorname{ch} bx - \frac{a^2 + b^2}{2ab} \operatorname{sh} ax \quad \operatorname{sh} bx, \\ Y_2 &= \frac{3a^2 + b^2}{2a(a^2 - b^2)} \operatorname{sh} ax \quad \operatorname{ch} bx - \frac{3b^2 + a^2}{2b(a^2 - b^2)} \operatorname{ch} ax \quad \operatorname{sh} bx, \\ Y_3 &= \frac{1}{2ab} \operatorname{sh} ax \quad \operatorname{sh} bx, \\ Y_4 &= \frac{1}{2b(a^2 - b^2)} \operatorname{ch} ax \quad \operatorname{sh} bx - \frac{1}{2a(a^2 - b^2)} \operatorname{sh} ax \quad \operatorname{ch} bx \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

и

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= \operatorname{ch} ax \cdot \cos bx - \frac{a^2 - b^2}{2ab} \operatorname{sh} ax \sin bx, \\ F_2 &= \frac{3a^2 - b^2}{2a(a^2 + b^2)} \operatorname{sh} ax \cos bx + \frac{3b^2 - a^2}{2b(a^2 + b^2)} \operatorname{ch} ax \sin bx, \\ F_3 &= \frac{1}{2ab} \operatorname{sh} ax \quad \sin bx, \\ F_4 &= \frac{1}{2b(a^2 + b^2)} \operatorname{ch} ax \sin bx - \frac{1}{2a(a^2 + b^2)} \operatorname{sh} ax \cos bx. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Функции (1) являются фундаментальными решениями дифференциального уравнения

$$y^{IV} - 2(a^2 + b^2)y'' + (a^2 - b^2)^2 y = 0,$$

характеристическое уравнение которого имеет корни  $\pm(a \pm b)$

$L$  — изображения этих функций определяются соотношениями

толщины  $k$  и явные выражения для решений этих уравнений через упомянутые функции (1) и (2)

Далее рассмотрены две основные задачи: определение напряжений, возникающих в диске при действии на колесо вертикальной и боковой сил, и определение напряжений, возникающих в диске при напрессовке колеса на ось. Для обоих случаев рассматривается вопрос о граничных условиях и методике решения. Сформулированы условия сопряжения отдельных частей.

### **Глава III. Решение задачи на универсальной автоматической цифровой вычислительной машине «Урал-1»**

Приемлемость методики, изложенной во второй главе, была подтверждена хорошим совпадением величин напряжений, определенных аналитически, с таковыми, найденными тензометрическими измерениями, проведенными в лаборатории колесных пар Всесоюзного научно-исследовательского института Министерства путей сообщения. Однако методика расчета в таком виде, как она излагалась во второй главе, хотя и подтвердила возможность аналитического исследования напряжений в диске цельнокатаного колеса и анализа влияния отдельных факторов (толщина диска, наклон конической части, толщина обода и т. п.) на величины напряжений, вряд ли могла применяться для решения этой задачи в силу чрезмерной громоздкости вычислений. В этой связи была составлена специальная программа для решения задач по определению напряжений в дисках серии различных колес на цифровой вычислительной машине «Урал-1».

Эта программа предназначена для решения однородной задачи (без учета массовых сил) определения напряжений в диске цельнокатаного колеса от действия в отдельности вертикальной и боковой нагрузок, касательной силы и пары сил, приложенных на обode, причем для каждого варианта колеса рассматриваются случаи полномерного и изношенного обода. Программой предусмотрено также проведение вычислений по составлению решения с граничными условиями, соответствующими задаче определения напряжений в диске, возникающих при напрессовке колеса на ось.

В III главе диссертации описываются особенности алгоритма решения задачи на вычислительной машине и приводятся блок-схема и алгоритм решения.



толщины  $k$  и явные выражения для решений этих уравнений через упомянутые функции (1) и (2)

Далее рассмотрены две основные задачи: определение напряжений, возникающих в диске при действии на колесо вертикальной и боковой сил, и определение напряжений, возникающих в диске при напрессовке колеса на ось. Для обоих случаев рассматривается вопрос о граничных условиях и методике решения. Сформулированы условия сопряжения отдельных частей.

### **Глава III. Решение задачи на универсальной автоматической цифровой вычислительной машине «Урал-1»**

Приемлемость методики, изложенной во второй главе, была подтверждена хорошим совпадением величин напряжений, определенных аналитически, с таковыми, найденными тензометрическими измерениями, проведенными в лаборатории колесных пар Всесоюзного научно-исследовательского института Министерства путей сообщения. Однако методика расчета в таком виде, как она излагалась во второй главе, хотя и подтвердила возможность аналитического исследования напряжений в диске цельнокатаного колеса и анализа влияния отдельных факторов (толщина диска, наклон конической части, толщина обода и т. п.) на величины напряжений, вряд ли могла применяться для решения этой задачи в силу чрезмерной громоздкости вычислений. В этой связи была составлена специальная программа для решения задач по определению напряжений в дисках серии различных колес на цифровой вычислительной машине «Урал-1».

Эта программа предназначена для решения однородной задачи (без учета массовых сил) определения напряжений в диске цельнокатаного колеса от действия в отдельности вертикальной и боковой нагрузок, касательной силы и пары сил, приложенных на обode, причем для каждого варианта колеса рассматриваются случаи полномерного и изношенного обода. Программой предусмотрено также проведение вычислений по составлению решения с граничными условиями, соответствующими задаче определения напряжений в диске, возникающих при напрессовке колеса на ось.

В III главе диссертации описываются особенности алгоритма решения задачи на вычислительной машине и приводятся блок-схема и алгоритм решения.



## Глава IV. Результаты аналитического исследования

Вычисления, проведенные как по методике, изложенной во второй главе, так и на вычислительной машине по программе, описанной в третьей главе, показывают, что ряды Фурье, определяющие величину напряжения в некоторой точке диска, сходятся лучше для точек, более близких к оси вращения. Кроме того, сходимость рядов, соответствующих боковой силе, лучше сходимости рядов, соответствующих вертикальной нагрузке. Проведенные в диссертации исследования показывают, что практически можно ограничиться проведением вычислений для первых семи членов рядов Фурье.

В IV главе диссертации проводится подробный анализ влияния ряда факторов, таких, как толщина диска, величина смещения обода, толщина обода и форма диска (три варианта), на величину возникающих в диске напряжений.

Проводится также сравнение результатов аналитического и экспериментального исследований напряжений в диске колеса, возникающих как при действии на колесо вертикальной и боковой сил, приложенных на ободе, так и при напрессовке колеса на ось.

### ВЫВОДЫ

1. Удовлетворительное совпадение результатов аналитического и экспериментального исследований напряженного состояния диска цельнокатаного колеса, возникающего при действии на колесо вертикальной и боковой сил, а также при напрессовке колеса на ось, показывает, что предложенная методика расчета может быть использована при создании новых конструкций колес для предварительной оценки их прочности.

2. Напряжения  $\sigma_x$  и  $\sigma_z$  достигают наибольшей величины при  $\alpha = 0$ . При этом величина напряжений  $\sigma_x$  гораздо больше величины напряжений  $\sigma_z$ . Наиболее напряженной является приступичная часть диска колеса, где напряжения  $\sigma_x$  и  $\sigma_z$  намного превышают напряжения, возникающие в остальной части диска. При качении колеса напряжения  $\sigma_x$  и  $\sigma_z$  меняются по некоторому знакопеременному асимметричному циклу. Значение напряжения  $\sigma_x$  при  $\alpha = 0$  примерно в два раза больше его значения при  $\alpha = 180^\circ$ .

3. Уменьшение толщины обода колеса приводит к увеличению возникающих в диске напряжений. Так, например, при

изменении толщины обода от 70 до 22 мм наибольшие напряжения в диске стандартного цельнокатаного колеса диаметров 950 мм при действии на колесо вертикальной силы 11 т и внутренней боковой силы 11 т увеличиваются от 2190 кг/см<sup>2</sup> до 2520 кг/см<sup>2</sup>.

4. Уменьшение толщины диска колеса приводит к увеличению возникающих в нем напряжений. Для колес типа стандартного цельнокатаного диаметром 950 мм можно утверждать, что наибольшее напряжение, возникающее в диске при действии боковых сил, примерно обратно пропорционально толщине диска у ступицы, так что переход от колес с толщиной диска у ступицы 25 мм к колесам с толщиной диска 20 мм приведет к повышению напряжений примерно на 25%.

5. На величину возникающих в диске напряжений значительное влияние оказывает смещение обода относительно ступицы (наклон диска). Увеличение этого смещения до 70 мм при одновременном уменьшении толщины диска от 25 мм (у ступицы) до 22 мм позволило бы облегчить диск колеса примерно на 10%.

6. Представленная в работе конструкция диска колеса позволяет облегчить его без увеличения наибольших возникающих в диске напряжений.

7. Расчет пластин переменной толщины значительно упрощается при использовании методов операционного исчисления.

Использование фундаментальных решений дифференциальных уравнений с биквадратным характеристическим уравнением, несомненно, облегчает громоздкую вычислительную работу по расчету таких пластин.

8. Использование вычислительной машины «Урал-1» для решения рассматриваемой задачи упрощает работу вычислителя. Только в такой форме предложенная методика становится приемлемой для практики.

Основные результаты работы освещены в статье Дувальяна С. В. «Аналитическое определение напряжений в диске цельнокатаного колеса», «Вестник Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта», 1960 г., № 3.

— • —

---

Днепропетровск. Типогр. отд. Трансжелдориздата, заказ № 1512 — 120  
БГ 06090. Подписано к печати 18-11-1961 г.