М335877

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

БЕЛКИН Александр Ефимович

РАСЧЕТ БЕСКОРДНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН

(01.02.06 - Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1978

Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

БЕЛКИН Александр Ефимович

РАСЧЕТ БЕСКОРДНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН

(01.02.06 - Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры)

№335877

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана
1335877
Белкин А.Е. Расчет бескорд

Москва 1978

Работа выполнена в МВТУ им.Н.Э.Баумана

Научный руководитель - д.т.н. профессор В.Л.Бидерман

Официальные оппоненты -

д.т.н. профессор В.И.Усюкин

к.т.н. В.П.Трошин

Ведущая организация - НИКТИ шинной промышленности г.Омск

Защита состоится "I8" января I979 г. на заседании специализированного Совета по динамике и прочности машин Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища им.Н.Э.Баумана по адресу: Москва, I07005, 2-я Бауманская ул., д.5

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Училища.

Автореферат разослан "5" декабря I978 г.

Ученый секретарь специализированного
Совета
д.т.н. профессор

Н.А.Алфутов

МВТУ им. Н.Э. Баумана ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ БИБЛИОТЕКА

Л - 72342 от I0.II.78. Заказ 1322. Объем I п.л. Тираж I00 экз.
Ротапринт МВТУ. I07005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Непрерывное развитие автомобильной промышленности требует создания новых технологичных конструкций пневматических шин. Одной из наиболее перспективных с точки зрения технологии производства является конструкция шины без кордного каркаса, которая может изготавливаться литьевым методом. Основная трудность создания работоспособных бескордных шин состоит в синтезе материала, обладающего наряду с необходимой эластичностью достаточной усталостной прочностью, термостойкостью. Разработка такого материала, равно как и самой конструкции бескордной шины, должна базироваться на знании режимов нагружения материала в условиях эксплуатации. В этой связи представляется актуальным проведение теоретического исследования прочности и жесткости бескордных шин, на основании которого становятся возможными формулировка конкретных технических требований к материалу и параметрам конструкции, а также оценка перспективы создания бескордных шин из современных материалов.

Целью работы является

1) создание практических методов расчета бескордных шин на действие основных эксплуатационных нагрузок: внутреннего давления, центробежных сил, радиальной силы;

2) определение циклов напряжений при качении шины для оценки ее усталостной прочности и изучение влияния ряда конструктивных параметров шины на характеристики этих циклов;

3) определение критической скорости качения шины.

Научная новизна. В реферируемой работе впервые теоретически исследованы деформации и напряжения, возникающие в бескордных шинах при эксплуатации. В основу исследования положен разработанный автором метод приближенного решения контактной задачи о радиальном обжатии шины на плоскость. При анализе циклически изменяющегося поля напряжений в шине введена новая характеристика - "кочующая" энергия, которая может служить критерием качества конструкции шины. Составлены программы для расчета бескордных шин на ЭВМ, применимые также при исследовании произвольно нагруженных оболочек вращения. Аналитически изучено напряженное состояние безмоментной пневматической оболочки в окрестности точки приложения сосредоточенной нормальной силы.

Методика исследования. В качестве расчетной модели бескордной шины принята изотропная торообразная оболочка вращения, закрепленная шарнирно по двум параллелям. Расчет проводится в два этапа. На первом этапе определяются форма и начальное напряженное состояние шины, нагруженной внутренним давлением и центробежными силами. Решение этой задачи осуществляется по безмоментной теории гибких оболочек с помощью шагового метода последовательных нагружений. На втором этапе рассчитываются дополнительные напряжения в шине, вызванные неосесимметричными эксплуатационными нагрузками: силами в площадке контакта, динамическими силами. За исходное состояние в этом расчете принимается равновесная конфигурация шины, полученная на первом этапе. Дополнительные смещения, переводящие шину из начального состояния в конечное, считаются малыми, поэтому для определения компонент дополнительного состояния используется линейная теория пневматических оболочек. При этом учитываются изгибные силовые факторы. Линейные уравнения неосесимметричной деформации шины допускают обычное для оболочек вращения разделение переменных с помощью одинарных тригонометрических рядов. В результате расчет сводится к многократному решению одномерной краевой задачи для различных гармоник ряда. Решение этой задачи, а также линеаризованных задач, возникающих при расчете осесимметричной деформации шины шаговым методом, получается численно по единому алгоритму ортогональной прогонки С.К.Годунова.

Практическая ценность работы состоит в том, что полученные результаты позволяют сократить необходимый объем опытно-конструкторских работ по созданию бескордных шин, так как ряд конструктивных параметров шин и технические требования к материалу по усталостной прочности могут быть установлены на основании этих результатов без дополнительных экспериментов. Разработанная методика может быть использована при расчете армированных шин.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Диссертация состоит из введения, шести глав, выводов, приложения и списка литературы.

Первая глава содержит обзор исследований по "внутренней" механике пневматических шин, выполненных на основе теории оболочек. Обзор составлен по результатам, полученным для резино-кордных шин, так как публикации по бескордным шинам практически отсутствуют. Основное внимание в обзоре уделено методам расчета.

Отмечено, что наиболее полное исследование напряженного состояния шин обеспечивают численные методы, предложенные в работах Б.Л.Бухина, Е.Г.Дьяконова и И.К.Николаева, О.В.Фотинич. На основании анализа полученных результатов сделан вывод о необходимости дальнейшего развития численных методов расчета шин и, в частности, приближенных методов, реализация которых не требует больших затрат машинного времени. Именно этой проблеме применительно к бескордным шинам и посвящена реферируемая работа.

Во второй главе исследуется осесимметричная деформация бескордной шины при надувке и свободном вращении. Поскольку ненакачанная шина является весьма гибкой, задача решается в геометрически нелинейной постановке с учетом больших поворотов нормали оболочки, но при малых относительных удлинениях. Медленная изменяемость внешней нагрузки вдоль меридиана позволяет ограничиться применением безмоментной теории, которая в нелинейном варианте согласуется с условиями шарнирного закрепления шины на ободе. При таком подходе расчет шины идентичен расчету мягкой оболочки в двухосной области. В связи с малостью удлинений для описания упругих свойств материала используется закон Гука. Решение нелинейной краевой задачи строится шаговым методом последовательных нагружений. Приращения компонент вектора состояния

$$\overline{x} = \{ \rho,\ \eta,\ rT_1,\ \theta \}$$

определяются из системы линейных уравнений

$$\frac{d\,\Delta\rho}{ds} = \cos\theta\cdot\Delta\varepsilon_1 - \sin\theta\cdot\Delta\theta, \qquad \frac{d\,\Delta\eta}{ds} = \sin\theta\cdot\Delta\varepsilon_1 + \cos\theta\cdot\Delta\theta,$$

$$\frac{d\,r\Delta T_1}{ds} = \cos\theta\cdot\Delta T_2 - \sin\theta\cdot T_2\cdot\Delta\theta - r\Delta q_1, \qquad (1)$$

$$\frac{d\,\Delta\theta}{ds} = -\frac{1}{T_1}\left(\frac{\Delta T_1}{R_1} + \frac{\sin\theta\cdot\Delta T_2}{r} + \frac{\cos\theta\cdot T_2\cdot\Delta\theta}{r} - \Delta q_3\right),$$

где

$$\Delta\varepsilon_1 = \frac{1-\nu^2}{Eh}\Delta T_1 - \nu\frac{\Delta\rho}{r}, \qquad \Delta T_2 = \nu\cdot\Delta T_1 + Eh\frac{\Delta\rho}{r}, \qquad (2)$$

при граничных условиях

$$\Delta\rho = 0, \quad \Delta\eta = 0 \qquad \text{(на ободе)},$$
$$\Delta\theta = 0, \quad \Delta\eta = 0 \qquad \text{(на экваторе)}. \qquad (3)$$

Здесь ρ – радиальное, η – осевое перемещения, θ – угол между нормалью и осью симметрии оболочки. Остальные обозначения являются общепринятыми. Для оболочки, нагруженной внутренним давлением

и центробежными силами, имеем

$$\Delta q_1 = m r \left(\cos\theta \cdot \Delta\omega^2 - \omega^2 \cdot \sin\theta \cdot \Delta\theta \right),$$

$$\Delta q_3 = \Delta p + m r \left(\sin\theta \cdot \Delta\omega^2 + \omega^2 \cdot \cos\theta \cdot \Delta\theta \right).$$

Процедура расчета безмоментной оболочки шаговым методом имеет особенность на первом шаге нагружения, которая обусловлена тем, что ненапряженное состояние оболочки не может использоваться в качестве исходного для расчета. Действительно, при $T_1 = T_2 = 0$ уравнения (I) вырождаются в соотношения безмоментной теории жестких оболочек и оказываются непригодными для решения краевой задачи. Поэтому расчет на первом шаге нагружения давлением p_0 проводится по методу, предложенному В.И.Усюкиным. В соответствии с этим методом усилия на первом шаге представляются в виде суммы $T_i + \Delta T_i$. Основные силы T_i вычисляются по заданному давлению без учета изменения формы оболочки. Дополнительные силы ΔT_i, обусловленные изменением формы, и перемещения $\Delta\varrho$, $\Delta\eta$, $\Delta\theta$ определяются путем решения краевой задачи (I), (3), формулировка которой несколько отличается от рассмотренной выше. Во-первых, деформации $\Delta\varepsilon_i$ связаны с полными силами $T_i + \Delta T_i$, поэтому в соотношениях упругости (2) ΔT_i заменяются на $T_i + \Delta T_i$. Во-вторых, поскольку основные силы T_i уравновешивают внешнюю нагрузку p_0, в уравнениях (I) $\Delta q_1 = \Delta q_3 = 0$. В остальном же на первом и последующих шагах нагружения решение строится идентично.

Для численной реализации шагового метода составлена программа на языке ФОРТРАН-4. В программе при решении линейной краевой задачи (I), (3) использован метод ортогональной прогонки С.К.Годунова. Выполнены расчеты шин с различными геометрическими параметрами.

<u>В третьей главе</u> получены общие уравнения линейной теории пневматических оболочек, позволяющие исследовать напряженное состояние бескордных шин при действии неосесимметричных эксплуатационных нагрузок. Эти уравнения в отличие от уравнений теории мягких надувных оболочек, полученных в работах С.А.Алексеева, Л.И.Балабуха, В.И.Усюкина, составлены с учетом изгибной жесткости стенки, которая наряду с внутренним давлением играет существенную роль в создании несущей способности шин. Ниже приведены основные положения теории.

В ней рассматриваются малые перемещения оболочки из начального равновесного состояния, обусловленного внутренним давлением. Дополнительные деформации определяются в метрике начального

состояния, поэтому их связь с перемещениями имеет такой же вид, как и для предварительно недеформированных оболочек. Считается, что в начальном состоянии оболочка является безмоментной, но в результате дополнительной деформации в ней возникает моментное напряженное состояние. Уравнения равновесия выводятся из вариационного принципа Лагранжа. При этом делаются некоторые упрощения. Во-первых, пренебрегается различием между условными и истинными дополнительными силами. Такое упрощение возможно, если начальные силы не слишком велики ($T_i^\circ \ll Eh$). Во-вторых, предполагается, что малые повороты γ_1 , γ_2 ортов срединной поверхности вокруг нормали значительно меньше, чем малые повороты ϑ_1 , ϑ_2 тех же ортов относительно друг друга. В результате уравнения равновесия получают следующий вид:

$$\frac{\partial A_2 M_1}{\partial \alpha_1} + \frac{\partial A_1 M_{21}}{\partial \alpha_2} + \frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2} M_{12} - \frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1} M_2 - A_1 A_2 N_1 = 0 \quad (1 \rightleftarrows 2),$$

$$\frac{\partial A_2 T_1}{\partial \alpha_1} + \frac{\partial A_1 T_{21}}{\partial \alpha_2} + \frac{\partial A_1}{\partial \alpha_2} T_{12} - \frac{\partial A_2}{\partial \alpha_1} T_2 + A_1 A_2 \left(\frac{N_1^*}{R_1} + q_1 + p\vartheta_1 \right) = 0 \quad (1 \rightleftarrows 2), \qquad (4)$$

$$\frac{T_1}{R_1} + \frac{T_2}{R_2} - \frac{1}{A_1 A_2} \cdot \left(\frac{\partial A_2 N_1^*}{\partial \alpha_1} + \frac{\partial A_1 N_2^*}{\partial \alpha_2} \right) = q_3,$$

$$N_1^* = N_1 - T_1^\circ \cdot \vartheta_1 - S^\circ \cdot \vartheta_2 \quad (1 \rightleftarrows 2).$$

Здесь приняты такие же обозначения, как и в книге В.В.Новожилова "Теория тонких оболочек" (1962 г.), при этом компоненты начального состояния записаны с верхним индексом " $\circ$ ", компоненты дополнительного состояния – без индекса. Величины N_i^* представляют собой фиктивные поперечные силы, которые помимо действительных поперечных сил N_i содержат проекции повернутых начальных усилий T_i°, S° на нормаль к недеформированной (дополнительно) срединной поверхности. Отметим, что уравнения равновесия (4), соответствующие проектированию сил на оси недеформированной (дополнительно) оболочки, полностью сохраняют свой вид в том случае, когда в начальном состоянии на оболочку помимо сил внутреннего давления действуют силы, сохраняющие направление при добавочных деформациях. Это обстоятельство оказывается важным при расчете дополнительного состояния шины, предварительно нагруженной центробежными силами.

Для получения полной системы уравнений к уравнениям равнове-

сия и формулам теории деформаций присоединяются соотношения упругости, связывающие интенсивности дополнительных внутренних сил с параметрами дополнительной деформации срединной поверхности. Эти соотношения берутся в виде формул Л.И.Балабуха – В.В.Новожилова с упругими постоянными, соответствующими предварительно недеформированному изотропному материалу, так как начальные деформации, возникающие при надувке шины, весьма малы.

В четвертой главе кратко изложены основы числового расчета пневматических оболочек вращения, замкнутых в окружном направлении. Для таких оболочек путем разложения компонент напряженного состояния и внешней нагрузки в ряды Фурье по угловой координате достигается разделение переменных, в результате которого исходная двумерная краевая задача распадается на серию независимых одномерных краевых задач. Каждая из них определяет одну гармонику напряженного состояния оболочки и сводится к решению системы обыкновенных дифференциальных уравнений

$$\frac{d\bar{x}}{ds} = F\cdot\bar{x} + \bar{g} \qquad (5)$$

с граничными условиями

$$A\cdot\bar{x}(0) = 0, \quad B\cdot\bar{x}(\ell) = 0. \qquad (6)$$

В работе приведены два варианта системы (5), различающиеся выбором компонент вектора состояния $\bar{x}$. В первом варианте в качестве компонент вектора $\bar{x}$ приняты перемещения и усилия, связанные с локальным базисом оболочки. Во втором варианте использованы перемещения и усилия, отнесенные к неподвижному вдоль меридиана базису, образованному ортами радиального, осевого и окружного направлений. Преимущество последних заключается в том, что они непрерывны в угловых точках меридиана оболочки, в то время как первые переменные меняются в них разрывно. Для расчета пневматических шин, имеющих гладкий меридиан, и те, и другие переменные одинаково удобны. Но так как одной из задач работы являлось создание единой программы для расчетов произвольных оболочек вращения, в том числе имеющих угловые точки, то предпочтение отдано второму варианту системы (5). При определенных параметрах рассматриваемая система имеет быстро растущие частные решения. Поэтому для численного решения краевых задач (5), (6) применяется метод ортогональной прогонки С.К.Годунова. Дается краткое описание процедуры этого метода.

В пятой главе рассмотрены две наиболее важные в практическом отношении задачи неосесимметричного деформирования шины: задача

расчета напряжений в шине, обжатой на плоскость, и задача определения критической скорости качения шины.

Для приближенного решения первой задачи применен метод коллокаций. В соответствии с этим методом контактное давление аппроксимировалось выражением

$$q_3 = -q_0 \cdot f_1(s,a) \cdot f_2(\varphi,\alpha), \quad |s| \le a, \ |\varphi| \le \alpha, \qquad (7)$$

включающим три неопределенных параметра: q_0 – давление в центре площадки контакта, $2a$ – длину контакта вдоль нулевого меридиана, 2α – угол контакта по экватору.

Эти параметры определялись так, чтобы условие соприкосновения шины с плоскостью (см. рис. I)

$$\rho \cos\varphi - v \sin\varphi - \rho_0 = R - r\cos\varphi \qquad (8)$$

точно удовлетворялось на границах контакта по экватору и нулевому меридиану. При этом приближенное выполнение условия (8) имело место по всей площадке контакта. Таким образом, решение задачи приближенно сводилось к нахождению параметров q_0, a, α, удовлетворяющих уравнениям

$$\rho_1 - \rho_0 = R - r_1, \quad \rho_2 \cos\alpha - v_2 \sin\alpha - \rho_0 = R(1-\cos\alpha). \qquad (9)$$

Здесь $\rho_0 = \rho(0,0)$, $\rho_1 = \rho(a,0)$, $\rho_2 = \rho(0,\alpha)$, $v_2 = v(0,\alpha)$, индексы соответствуют номеру точки на рис. I.

Алгоритм поиска этих параметров состоит в следующем.

Контактное давление (7) и компоненты напряженно-деформированного состояния шины раскладываются в ряды Фурье

$$q_3 = -q_0 \cdot f_1(s,a) \cdot \sum_{k=0}^{\infty} g_k(\alpha) \cdot \cos k\varphi,$$
$$x_i = -q_0 \cdot \sum_{k=0}^{\infty} x_{ik}(s,a) \cdot g_k(\alpha) \cdot \begin{matrix}\cos\\ \sin\end{matrix} k\varphi. \qquad (10)$$

Здесь x_i – произвольная компонента вектора состояния. Амплитудные функции $x_{ik}(s,a)$, присутствующие в рядах, определяются путем численного решения краевых задач (5), (6) при заданном значении длины контакта по меридиану. Заметим, что эти функции не зависят от масштабных множителей внешней нагрузки $q_0, g_k(\alpha)$. Поэтому единая последовательность векторов $\bar{x}_k(s,a)$ дает решение задачи о действии на шину серии нагрузок (7), имеющих различную протяженность α в окружном направлении и различную интенсивность q_0. Среди этих нагрузок выбирается та, для которой выполнялись приближенные условия контакта (9). Для этого сначала методом секущих решается уравнение

$$(\rho_2 \cos\alpha - v_2 \sin\alpha - \rho_0)(R - r_1) = R(1-\cos\alpha)(\rho_1 - \rho_0)$$

относительно угла α, а затем из любого уравнения (9) находится интенсивность контактного давления q_0. При известных параметрах α и q_0 вычисляется сила радиального обжатия шины

$$Q = 2\pi q_0 \cdot g_1(\alpha) \cdot \int_0^a f_1(s,a) \cdot \sin\theta \, r \, ds .$$

На этом решение контактной задачи завершается. Его основной итог состоит в определении параметров контактного давления, прогиба шины и силы обжатия, соответствующих заданной длине контакта по меридиану. Посредством варьирования последней в работе достигались различные режимы обжатия шин и строились нагрузочные характеристики. Напряжения и деформации определялись в результате дополнительного расчета шины на известную контактную нагрузку.

В качестве функций, аппроксимирующих контактное давление, применялись

$$f_1(s,a) = 1 - \left(\frac{s}{a}\right)^{2n}, \quad \text{где} \quad \left|\frac{s}{a}\right| \le 1, \; n = 1, 2, \infty;$$

$$f_2(\varphi,\alpha) = 1 - \left(\frac{\varphi}{\alpha}\right)^{2m}, \quad \text{где} \quad \left|\frac{\varphi}{\alpha}\right| \le 1, \; m = 1, 2, \infty.$$

Точность выполнения условия контакта (8) оценивалась по максимальной невязке

$$\Delta = \max \left| \rho_0^{-1} \left(\rho \cos\varphi - v \sin\varphi - \rho_0 - R + r \cos\varphi \right) \right| , \qquad (11)$$

которая при нашем способе расчета всегда имеет место в углах прямоугольной площадки нагружения. Для равномерно распределенного давления невязка (11) не превышает 13-14%. При других исследованных формах давления она несколько больше. Для достижения необходимой точности расчета в рядах (10) учитывали 20 гармоник. Сходимость рядов контролировалась путем вычисления энергии каждой гармоники.

На основе предложенной методики были проведены две серии расчетов бескордных шин, обжатых на плоскость. В первой серии рассчитывали опытные образцы шин, изготовленные и испытанные в НИИ шинной промышленности. Сопоставление полученных в результате расчета нагрузочных характеристик (рис.2) и эпюр деформаций (рис.3,4) с экспериментальными данными подтвердило пригодность разработанного метода расчета для исследования напряженно-деформированного состояния бескордных шин. Этот вывод послужил основанием к использованию результатов расчета для оценки усталостной прочности шин, которая производилась следующим образом. Из решения контактной задачи

брались графики изменения напряжений по углу φ, представляющие собой циклы напряжений в катящейся шине. Считалось, что средние напряжения циклов не влияют на усталостную прочность материала и пробег шины до разрушения зависит только от амплитуд циклов. Совместное действие нормальных напряжений σ_1, σ_2, изменяющихся почти синфазно с амплитудами σ_{1a}, σ_{2a}, приводилось к эквивалентному циклу одноосного растяжения - сжатия с амплитудой, рассчитанной на основании гипотезы прочности энергии формоизменения

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{1a}^2 - \sigma_{1a}\cdot\sigma_{2a} + \sigma_{2a}^2}.$$

Влияние касательных напряжений учитывалось по общепринятой эмпирической формуле Гафа-Полларда

$$\sigma_a^{экв} = \sqrt{\sigma_a^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2\cdot\tau_a^2},$$

которую при несинфазном изменении нормальных и касательных напряжений можно трактовать как закон суммирования повреждений. В конкретных расчетах принималось $\sigma_{-1} = \sqrt{3}\cdot\tau_{-1}$.

Проведенный анализ показал, что режимы нагружения материала в опытных бескордных шинах характеризуются значительными эквивалентными амплитудами, наибольшие из которых близки к пределу выносливости материала на базе испытаний 2.10^7 циклов.

Во второй серии расчетов изучалось влияние основных конструктивных параметров: высоты H и толщины h корпуса, а также внутреннего давления P - на напряженное состояние и нагрузочные характеристики шины. Параметры изменялись в диапазонах

$$0{,}6 \le \frac{H}{B} \le 1{,}0 \qquad 0{,}053 \le \frac{h}{B} \le 0{,}080 \qquad 0{,}003 \le \frac{P}{E} \le 0{,}006.$$

Здесь B - ширина профиля, E - модуль упругости материала.

В качестве выходных характеристик, по которым сравнивались различные варианты конструкции, были выбраны наибольшее эквивалентное напряжение и энергия несосесимметричной деформации в шине, обжатой на плоскость,

$$Э_{коч} = \frac{\pi}{2}\cdot\sum_{k=1}^{\infty}\int_0^{\ell}\left\{T_1^0\cdot\vartheta_{1k}^2 + T_2^0\cdot\vartheta_{2k}^2 + \frac{Eh}{1-\nu^2}\cdot\left[(\varepsilon_{1k}+\varepsilon_{2k})^2 - 2(1-\nu)\left(\varepsilon_{1k}\varepsilon_{2k} - \frac{\gamma_k^2}{4}\right)\right] + \right.$$

$$\left. + \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}\cdot\left[(\varkappa_{1k}+\varkappa_{2k})^2 - 2(1-\nu)(\varkappa_{1k}\varkappa_{2k} - \tau_k^2)\right]\right\} ds,$$

названная "кочующей" энергией. Такое название объясняется тем, что величина $Э_{коч}$ представляет ту часть полной энергии, которая при качении непрерывно перераспределяется в массиве шины. Очевидно, чем меньше "кочующая" энергия, тем меньше потери на качение и разогрев материала и выше запас усталостной прочности шины.

В результате расчетов для каждого конструктивного варианта шины получены графики изменения наибольшего эквивалентного напряжения и "кочующей" энергии в зависимости от силы обжатия, построены эпюры напряжений при надувке и нагрузочные характеристики. Выяснено, какими возможностями улучшить условия работы материала располагает конструктор, изменяя частично геометрию профиля и режим надувки, но оставаясь в рамках бескордной технологии.

Далее в пятой главе определена критическая скорость качения бескордной шины, соответствующая появлению волны на поверхности шины в месте выхода из контакта с дорогой. Известно, что при скоростях, близких к критической, быстро наступает разрушение. В работах В.Л.Бидермана показано, что критическая скорость представляет собой минимальную скорость распространения волны деформации по окружности шины. Этот вывод положен в основу расчета.

Динамические уравнения, описывающие распространение бегущей волны

$$x_i = x_{ik}(s) \begin{matrix} Cos \\ Sin \end{matrix} \kappa(\varphi - \Omega t), \qquad (12)$$

получены из уравнений статики (4) заменой внешних сил на силы инерции

$$q_1 = -m\frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - 2m\omega\frac{\partial u_2}{\partial t}Cos\theta + m\omega^2(u_1 Cos\theta + w\,Sin\theta)\cdot Cos\theta,$$

$$q_2 = -m\frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} + 2m\omega\cdot\left(\frac{\partial u_1}{\partial t}Cos\theta + \frac{\partial w}{\partial t}Sin\theta\right) + m\omega^2 u_2, \qquad (13)$$

$$q_3 = -m\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - 2m\omega\frac{\partial u_2}{\partial t}Sin\theta + m\omega^2(u_1 Cos\theta + w\,Sin\theta)\cdot Sin\theta.$$

В формулах (13) первые слагаемые представляют собой силы инерции в относительном движении, вторые слагаемые - силы Кориолиса, третьи слагаемые - дополнительную центробежную нагрузку. В критическом режиме, когда скорость вращения шины ω совпадает со скоростью бегущей волны Ω, волновое число $K \gg 1$. Поэтому силы инерции относительного движения доминируют в соотношениях (13) над другими компонентами. При расчете учитывались только эти силы. Присутствующие в уравнениях (4) усилия и кривизны в начальном состоянии шины определялись с учетом действия центробежных сил. Подстановка выражений (12) в динамические уравнения приводит к задаче на собственные значения для системы обыкновенных дифференциальных уравнений

$$\frac{d\bar{x}}{ds} = F(\kappa, \Omega)\cdot\bar{x} \qquad (14)$$

с граничными условиями

$$A\cdot\bar{x}(0)=0,\qquad B\cdot\bar{x}(\ell)=0. \qquad (15)$$

Полученная краевая задача решалась методом подбора собственного значения, при этом процесс счета был организован следующим образом. Зафиксировав k и задавшись пробным значением Ω, интегрировали уравнение (14) с начальными векторами, удовлетворяющими первому граничному условию (15). Векторы решений подвергали ортонормированию. Получив матрицу частных решений на правом конце интервала интегрирования $X(\ell)$, вычисляли определитель

$$D=\det\left[B\cdot X(\ell)\right].$$

Обращение определителя в ноль указывает на существование нетривиальных решений краевой задачи (14), (15). Поэтому если с требуемой точностью условие $D=0$ выполнялось, то Ω принимали в качестве фазовой скорости бегущей волны. В противном случае задавали новое пробное значение Ω и повторяли решение задачи. При таком образе действий после нескольких расчетов удается определить интервал, внутри которого лежит фазовая скорость. Для ее уточнения использовался метод половинного деления. Повторяя вычисление фазовой скорости при различных волновых числах, получали дисперсионную зависимость $\Omega(k)$ и по ней находили минимальную из скоростей.

Расчеты выполнены для опытных бескордных шин при скоростях вращения $\omega=0$ и $\omega=100\,сек^{-1}$. Изменение минимальной скорости распространения волны в зависимости от скорости вращения шины представлено приближенной формулой

$$\Omega_{min}(\omega)=\Omega_{min}(0)\cdot\sqrt{1+\beta^2\omega^2},$$

коэффициенты которой определены на основании двух рассчитанных режимов. С помощью этой аппроксимации получена критическая скорость

$$\omega_{кр}=\frac{\Omega_{min}(0)}{\sqrt{1-\beta^2\cdot\Omega^2_{min}(0)}}.$$

<u>В шестой главе</u> аналитически исследовано напряженное состояние пневматической безмоментной оболочки в окрестности точки приложения сосредоточенной нормальной силы. Исследование выполнено на основе уравнений теории пологих оболочек методом интегрального преобразования Фурье. Получено решение типа точечного краевого эффекта. Это асимптотическое решение может быть использовано для исключения особенности при расчете оболочек на действие локальных нагрузок. В качестве примера расчета оболочки с исключением особен-

ности рассмотрена закрепленная по прямоугольному контуру цилиндрическая панель, нагруженная сосредоточенной силой в центре. Решение этой задачи получено путем суперпозиции решения, соответствующего точечному краевому эффекту, и решения, компенсирующего невязки на границе оболочки. Последнее рассчитывалось методом сеток.

В Приложении содержатся программы, предназначенные для расчета напряженного состояния бескордной шины при действии внутреннего давления и радиальной силы. Программы написаны на языке ФОРТРАН-4. Приведены инструкции по работе с программами.

ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

В диссертации разработаны методы расчета бескордных пневматических шин при действии эксплуатационных нагрузок на основе модели изотропной тонкой оболочки и с помощью этих методов исследована работоспособность шин. Ниже представлены основные результаты работы.

I. Изучено осесимметричное напряженное состояние бескордной шины, нагруженной внутренним давлением и центробежными силами; расчеты проведены по безмоментной теории гибких оболочек шаговым методом последовательных нагружений.

2. Для исследования напряженного состояния, возникающего в бескордной шине при качении, выведены уравнения моментной теории малых дополнительных деформаций пневматических оболочек.

3. Путем численного решения однородной краевой задачи методом подбора собственного значения определена критическая скорость качения бескордной шины.

4. В одинарных тригонометрических рядах с привлечением метода коллокаций для приближенного выполнения контактного условия численно решена задача о радиальном обжатии шины на опорную плоскость. В результате получены нагрузочные характеристики шин, а также циклы напряжений и деформаций в шинах при качении. Сопоставление результатов расчета с результатами экспериментальных исследований, выполненных в НИИ шинной промышленности, свидетельствует о достаточной точности расчета.

5. Изучено влияние высоты и толщины корпуса, а также давления надувки на нагрузочные характеристики и напряженное состояние бескордной шины, обжимаемой на плоскость.

6. Предложен критерий качества конструкции шины - "кочующая" энергия, представляющий собой ту часть полной энергии деформации шины, которая при качении непрерывно перераспределяется в массиве

материала.

7. Расчетным путем установлено, что циклы напряжений в бескордных шинах характеризуются большими амплитудами, близкими к предельным для современного материала при числе циклов нагружения, характерном для автомобильных шин. Достичь существенного снижения амплитуд только за счет изменения геометрии профиля и режима надувки не удается. По этой причине дальнейшие исследования по литым шинам целесообразно направить на разработку конструкции с брекером, разгружающим бескордный каркас. Это направление совершенствования литых шин принято НИИ шинной промышленности. Если не прибегать к армированию, то необходимо существенно повысить усталостную прочность материала, сохранив значение модуля упругости.

8. Приведенные в приложении программы расчета бескордных шин обладают достаточной общностью и могут быть использованы при исследовании неосесимметричной деформации произвольных оболочек вращения.

9. Для улучшения численного расчета локально нагруженных пневмооболочек предложено аналитически выделять быстро изменяющуюся часть напряженного состояния. Конкретное решение получено для безмоментной пологой оболочки при действии сосредоточенной нормальной силы.

Результаты работы доложены и обсуждены на научном семинаре кафедры "Сопротивление материалов" МВТУ им.Н.Э.Баумана 18 мая 1977 года. Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах.

1. Белкин А.Е. Действие локальной нагрузки на предварительно напряженную безмоментную оболочку. "Изв. вузов. Машиностроение", 1976 , № 9, с.12-18

2. Белкин А.Е. Контактная задача для торообразной оболочки. "Изв.вузов. Машиностроение", 1977, № 4, с.9-13

3. Белкин А.Е., Гершензон М.М. О действии локальной нагрузки на пневматическую пологую оболочку. "Сообщения ДВВИМУ по судовым мягким оболочкам", вып.35, 1977, с.118-128

Результаты работы внедряются в НИИ шинной промышленности.

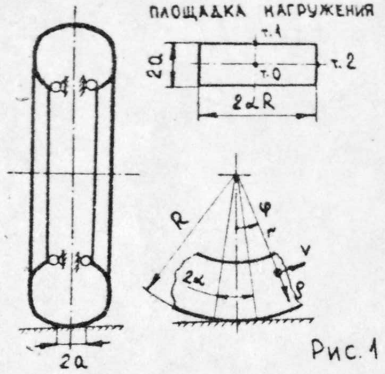


Рис. 1

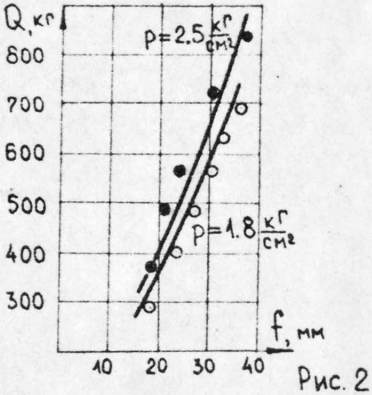


Рис. 2

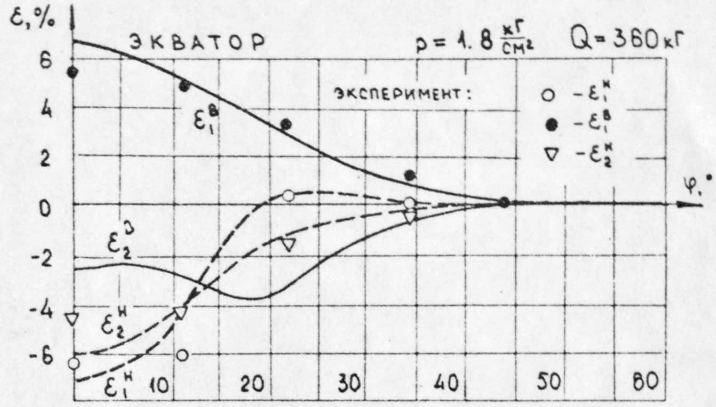


Рис. 3

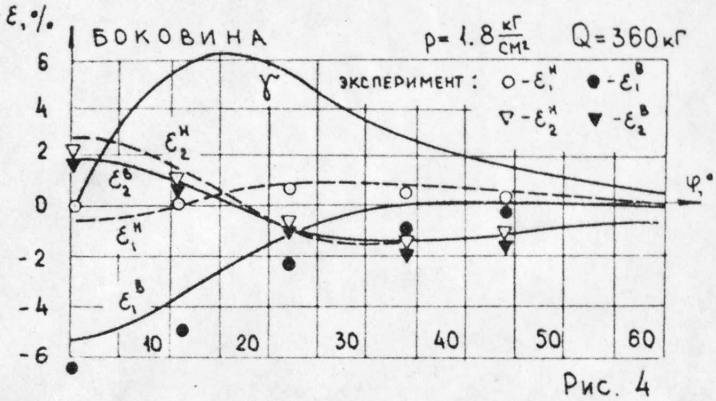


Рис. 4