

На правах рукописи

Семенов Владимир Константинович

РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ И
ТЕПЛООБРАЗОВАНИЯ В МАССИВНЫХ ШИНАХ ПРИ СТАЦИОНАРНЫХ
РЕЖИМАХ ДВИЖЕНИЯ

01.02.06 — Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва – 2016

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Белкин Александр Ефимович

Официальные оппоненты: Демьянушко Ирина Вадимовна,
доктор технических наук, профессор,
заслуженный деятель науки и техники РФ,
заведующий кафедрой «Строительная механика»
Московского автомобильно-дорожного
государственного технического университета
(МАДИ)

Шешенини Сергей Владимирович,
доктор физико-математических наук,
профессор, заведующий кафедрой
«Механика композитов» Московского
государственного университета
им. М.В. Ломоносова
(МГУ им. М.В. Ломоносова)

Ведущая организация: Московский политехнический университет
(МАМИ)

Зашита диссертации состоится «21» декабря 2016 г. в 12.00 часов на за-
седании диссертационного совета Д 212.141.03 при Московском государ-
ственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005,
г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Ваш отзыв в двух экземплярах, заверенных гербовой печатью, просьба
направлять по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, МГТУ им.
Н.Э. Баумана, ученому секретарю диссертационного совета Д 212.141.03

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте Москов-
ского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана
<http://www.bmstu.ru>

Автореферат разослан «___» 2016 года.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.141.03,
доктор технических наук, доцент



А.Ю. Карпачев

Общая характеристика работы

Актуальность темы. Массивные шины (Рис. 1) широко используются в транспортных средствах гражданского и военного назначения. Они являются основным ходовым элементом гусеничных движителей, обеспечивающих повышенную проходимость машин и позволяющих им длительно передвигаться с высокими скоростями по всем видам дорог.

Выход из строя массивных шин происходит в результате механических повреждений и развития дефектов усталостного и термоусталостного характера, а также отслоения резинового массива от обода колеса под действием напряжений сдвига. Избежать преждевременного разрушения этих шин можно лишь при успешном сочетании физико-механических характеристик резины и геометрии профиля резинового массива. Критериями успешного подбора резины и геометрии при разработке новой конструкции шины являются:

- равномерность распределения по ширине беговой поверхности давления и сил трения;
- снижение сопротивления качению шины;
- уменьшение значений максимальных температур в резиновом массиве;
- снижение напряжений в зонах их концентрации.

В настоящее время оценка того, насколько новая конструкция лучше удовлетворяет перечисленным критериям по сравнению с существующими аналогами, проводится на основе анализа результатов стендовых испытаний пробной партии шин. Такой подход требует больших затрат времени и материальных ресурсов. Поэтому разработка метода расчета сопротивления качению и теплообразования в массивных шинах является актуальной задачей. При этом возникает потребность в создании программного обеспечения, позволяющего эффективно (с минимальными затратами времени счета и ресурсов ЭВМ) проводить анализ напряженного и теплового состояния шины.

Целью диссертационной работы является разработка метода прогнозирования потерь при качении и теплообразования в массивных шинах на стадии проектирования на основе простых лабораторных испытаний образцов резины.

Для реализации поставленной цели проведены следующие исследования.



Рис. 1. Массивная шина на стенде измерения контактного давления

1. Изучены упруго-гистерезисные свойства резины 4Э-1386, используемой при производстве массивных шин.
2. Определены значения параметров математической модели Бергстрема-Бойс для шинной резины при вязкоупругом циклическом деформировании.
3. Экспериментально изучены распределения контактных давлений, характеристики сопротивления качению и температуры саморазогрева шины при различных нагрузках.
4. Численно решена вязкоупругая контактная задача свободного стационарного качения массивной шины по поверхности бегового барабана. Проведен анализ напряженно-деформированного и теплового состояний шины. Выполнена верификация с экспериментом.
5. Исследовано влияние геометрических параметров шины на основные характеристики – силу сопротивления качению, максимальную температуру саморазогрева, максимальное касательное напряжение у поверхности обода.

Методы исследования. Работа по экспериментальному исследованию упруго-гистерезисных свойств резины при сжатии коротких цилиндрических образцов проведена на электродинамическом стенде ElectroPuls E1000 фирмы Instron.

Экспериментальное исследование контакта неподвижной массивной шины с плоской опорной поверхностью проведено в ООО «Шинный испытательный центр «Вершина» (г. Ярославль) при помощи сенсора IX500:256.256.16 фирмы XSENSOR Technology Corporation и в лаборатории кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (г. Москва) на стенде Zwick/Roell Z100.

Экспериментальное определение характеристик сопротивления качению и температуры внутри резинового массива шины в режиме свободного стационарного качения по беговому барабану выполнено в ООО «НТЦ «НИИШП» (г. Москва) на стенде фирмы Hasbach методом измерения силы на рычаге.

Численный алгоритм поиска оптимальных значений параметров вязкоупругой модели Бергстрема-Бойс для резины реализован на языке математического пакета MathWorks MatLab. Для определения НДС массивной шины и расчета поля температур применен метод конечных элементов (МКЭ). Процедура решения задачи МКЭ реализована на универсальном языке программирования Си с использованием стандартной библиотеки Intel MKL.

Научная новизна работы состоит в следующем.

1. Экспериментально изучены упруго-гистерезисные свойства шинной резины 4Э-1386 в зависимости от частоты, амплитуды и режима на-

гружения.

2. На основе экспериментальных данных разработан метод определения значений параметров вязкоупругой модели Бергстрема-Бойс для шинной резины.
3. Экспериментально изучено распределение контактных давлений при обжатии массивной шины на плоскую опорную поверхность.
4. Разработан метод решения вязкоупругой контактной задачи стационарного качения массивной шины.
5. Разработан комплекс программ, реализующих расчет характеристик сопротивления качению и теплообразования в массивных шинах при свободном стационарном качении.

Достоверность и обоснованность научных результатов. Достоверность используемой вязкоупругой модели подтверждена экспериментальными данными, полученными на образцах резины. Достоверность решения задачи качения подтверждена экспериментами на шинообкатном стенде; проверкой разработанного алгоритма и программы расчета на модельных и тестовых задачах; опытом практического внедрения достигнутых результатов в ООО «НПКЦ «Веском».

Практическая значимость диссертационной работы заключается в разработке:

1. метода определения значений параметров вязкоупругой модели резины;
2. алгоритма учета вязких составляющих деформаций при стационарном качении, позволяющего решать задачу вязкоупругости в виде последовательности упругих задач;
3. комплекса программ расчета напряженно-деформированного и теплового состояния шины при свободном стационарном качении.

Апробация работы. Результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на научных конференциях аспирантов кафедры прикладной механики МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2012, 2013, 2014, 2015 г.), на XXV и XXVI симпозиумах «Проблемы шин, РТИ и эластомерных композитов» (ООО «НТЦ «НИИШП») (Москва, 2014, 2015 г.), на научном семинаре кафедры «Прикладная механика» МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2015, 2016 г.), на научных семинарах в университетах Германии: Technische Universität Berlin, Leibniz Universität Hannover, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg (Берлин, Ганновер, Магдебург, 2016 г.).

Отдельные результаты диссертационной работы получены в рамках работ по Соглашению о предоставлении субсидии № 14.577.21.0023 от 05 июня 2014 г. с Министерством образования и науки Российской Федерации по теме: «Создание методов и инструментов моделирования композиционных материалов с прогнозируемыми прочностными характеристиками».

Уникальный идентификатор прикладных научных исследований (проекта) RFMEFI57714X0023.

Реализация работы. Работа нашла применение при проведении ОКР в ОАО «ЦНИИСМ» (г. Хотьково) и ООО «НПКЦ «Веском», а также в образовательной деятельности на кафедре прикладной механики МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Публикации. Основные научные результаты диссертации отражены в 10 научных работах, 6 из которых опубликованы в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, общим объемом 8.28/4.4 п.л.

Структура и объем диссертации. Работа состоит из введения, пяти глав, общих выводов и списка литературы. Она изложена на 173 страницах машинописного текста с 78 иллюстрациями и 19 таблицами. Библиографический список включает 174 наименования. Приложение описано на 22 страницах.

Содержание работы

Во введении обоснована актуальность темы, сформулирована цель исследования, научная новизна и практическая ценность работы, приведено краткое содержание работы по главам.

В первой главе рассмотрены три главные проблемы:

- математическое описание упругости резины при умеренных деформациях,
- моделирование вязкоупругости резины при циклическом деформировании,
- постановка и методы решения контактной задачи качения.

В первом разделе рассмотрены как феноменологические соотношения упругости (Муни, Ривлин, Бидерман, Валанис-Ландел, Килиан, Огден, Свенсон, Йох), так и выражения, полученные на основе физического и структурного представления о поведении материала (Трелоар, Присс, Генрих, Штраубе, Гельмис, Калиске). На основе работ перечисленных авторов сделан вывод, что физические модели поведения резин в сравнении с феноменологическими лучше соответствуют экспериментальным результатам. Одно из преимуществ этих моделей заключается в том, что они содержат параметры, возможные значения которых ограничены физическими представлениями о структуре материала. Это облегчает задачу идентификации этих моделей.

В разделе, посвященном описанию вязкоупругого поведения резины, проанализированы как ранние феноменологические подходы (Вебер, Кольрауш, Больцман, Вольтерра, Максвелл, Томсон), так и более поздние работы (Грин, Тобольский, Люблинер, Симо, Хольцапфель, Риз, Говинджи, Бергстрем, Бойс). В работах Грина, Тобольского, Люблинера, Симо, Холь-

цапфеля вязкое поведение среды описывалось при помощи тензоров внутренних переменных, изменение которых во времени определялось линейными эволюционными уравнениями. Применение этих соотношений к решению задачи качения массивных шин отражено в большом количестве работ (Батра, Фариа, Оден, Насдала, Калиске, Накенхорст). Однако в них отсутствует сопоставление результатов расчета с экспериментом, вследствие чего невозможно сделать вывод об успешном применении названных моделей.

В работах Риза, Говинджи, Бергстрема, Бойс были предложены нелинейные эволюционные уравнения, позволяющие проводить анализ систем, испытывающих большие возмущения относительно состояния термодинамического равновесия. В частности, для модели материала Бергстрема-Бойс связь между вязкими деформациями и напряжениями задавалась по аналогии с ассоциированным законом течения с параметром упрочнения, равным средней кратности изменения длины субцепи макромолекулы. Тщательная экспериментальная проверка этой модели показала ее пригодность для описания процессов деформирования резин, происходящих с умеренно высокими скоростями. Вследствие чего она применена автором для анализа рассеяния энергии внутри резинового массива шины. В диссертационной работе эта модель использовалась в следующем виде:

$$\boldsymbol{\sigma} = K\theta \mathbf{1} + 2G_A \boldsymbol{e} + \boldsymbol{s}^v, \quad (1)$$

$$\boldsymbol{s}^v = 2G_B (\boldsymbol{e} - \boldsymbol{e}^v), \quad (2)$$

$$\frac{d\boldsymbol{e}^v}{dt} = \dot{\gamma} \frac{\boldsymbol{s}^v}{\sqrt{2}\tau_B}, \quad (3)$$

$$\dot{\gamma} = \frac{A\tau_B^m}{(\lambda_{chain} - 1 + \lambda_0)^n}, \quad (4)$$

где функции с верхним индексом v относятся к вязкой структуре материала; $\boldsymbol{\sigma}$ – тензор напряжений Коши; \boldsymbol{e} – тензор деформаций; K – модуль объемного сжатия; θ – объемная деформация; G_A, G_B – равновесный и релаксационный модули сдвига; $\boldsymbol{e}, \boldsymbol{e}^v, \boldsymbol{s}^v$ – девиаторы деформаций и напряжений и их вязкие составляющие; τ_B – интенсивность касательных напряжений в вязком звене; λ_{chain} – кратность усредненного вязкого удлинения макромолекулярной цепи эластомера; A, m, n – параметры закона деформирования; λ_0 – малая постоянная величина, добавляемая, чтобы описать скорость ползучести при нулевой деформации.

Литературы, посвященной применению нелинейных эволюционных уравнений вязкоупругости к решению задачи качения, сравнительно мало (Ле Таллек, Рахиер). Применение этих уравнений требует разработки специального метода определения напряжений.

В третьем разделе рассмотрены различные формулировки и способы

решения контактной задачи качения, описанные в работах Батра, Гольдштейна, Спектора, Падована, Одена, Лина, Накенхорста, Белкина, Одинцова. На их основе автором предложен подход к решению вязкоупругой контактной задачи качения шины по барабану.

Во второй главе приведены результаты экспериментального исследования упруго-гистерезисных свойств резины при циклическом гармоническом и трапецидальном пульсационном сжатии образцов, изготовленных из смеси 4Э-1386, используемой для производства массивных шин. Исследовано влияние амплитуды, частоты и формы цикла нагружения на удельную рассеянную энергию и относительный гистерезис.

В качестве примера на Рис. 2 представлены установившиеся гистерезисные петли, полученные при пульсационном гармоническом и трапецидальном воздействии с размахом условного напряжения 2,55 МПа и различными частотами. На основе полученных экспериментальных данных установлено, что в обоих случаях частота нагружения ν практически не влияет на величину рассеиваемой энергии. При трапецидальном воздействии рассеиваемая за один цикл удельная энергия больше, чем при гармоническом нагружении.

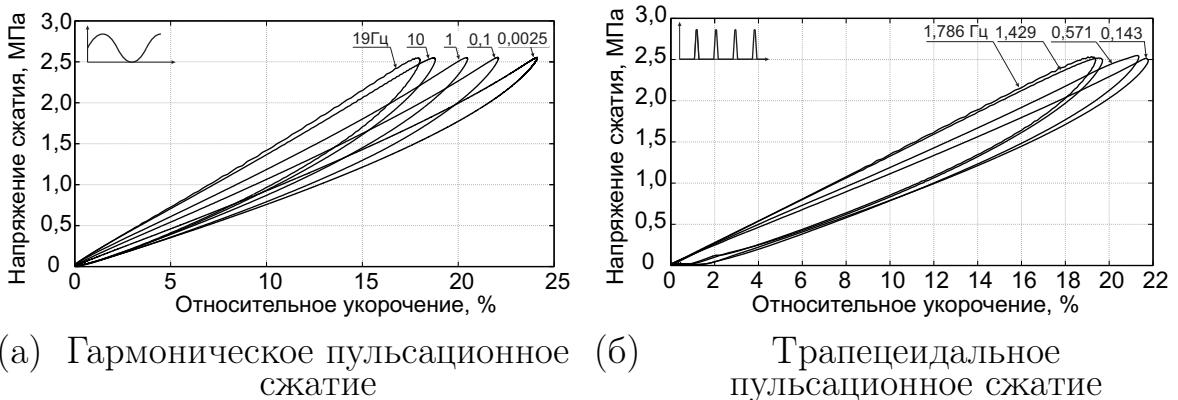


Рис. 2. Гистерезисные петли, полученные при размахе напряжения 2,55 МПа

В результате обработки проведенных экспериментов на гармоническое пульсационное сжатие получены эмпирические соотношения между размахами условных напряжений σ_R , размахами деформаций ε_R и удельной рассеянной энергией за один цикл нагружения q , справедливые при деформациях, характерных для массивных шин,

$$\sigma_R \cong E_R \cdot \varepsilon_R, \quad q \cong \Gamma \cdot (\sigma_R)^2. \quad (5)$$

Для теоретического представления полученных экспериментальных результатов использовалась модель вязкоупругого поведения материала Бергстрема-Бойс (1) - (4) при одноосном циклическом сжатии. Для сокращения числа неизвестных параметров модели модуль объемного сжатия K ,

малая постоянная деформация λ_0 и связь между степенями $m = n+1$ принимались заданными. Остальные параметры $\mathbf{X} = \{G_A, G_B, \tilde{A} = A/\nu, m\}$ определялись из условия минимума относительных отклонений теоретически подсчитанных размахов деформации ε_R^{theory} и рассеянной энергии q^{theory} от результатов эксперимента ε_R^{exp} и q^{exp} . Для этого была составлена функция цели вида

$$F_{mod}(\mathbf{X}, \sigma_R) = \sum_i F(\mathbf{X}, \sigma_R, \nu_i) + \Phi(\mathbf{X}), \quad (6)$$

где

$$F(\mathbf{X}, \sigma_R, \nu) = \left(\frac{\varepsilon_R^{theory} - \varepsilon_R^{exp}}{\varepsilon_R^{exp}} \right)^2 + \left(\frac{q^{theory} - q^{exp}}{q^{exp}} \right)^2; \quad (7)$$

$\Phi(\mathbf{X})$ – штрафная функция. Для поиска вектора \mathbf{X} , обеспечивающего минимум функции отклонений (6), использовался метод Нелдера-Мида. В результате минимизации функции цели получены следующие значения параметров модели:

$$G_A = 3,9 \text{ МПа}, \quad G_B = 3,2 \text{ МПа}, \quad \tilde{A} = 0,36 \text{ МПа}^{-m}, \quad m = 2, \\ K = 100 \text{ МПа}, \quad \lambda_0 = 10^{-5}, \quad n = 1.$$

Для найденных параметров на Рис. 3 сопоставлены расчетные гистерезисные петли с экспериментальными. Расхождение между теоретической и экспериментальной рассеянной за цикл энергией при гармоническом и трапецидальном пульсационном сжатии составляет не более 5%.

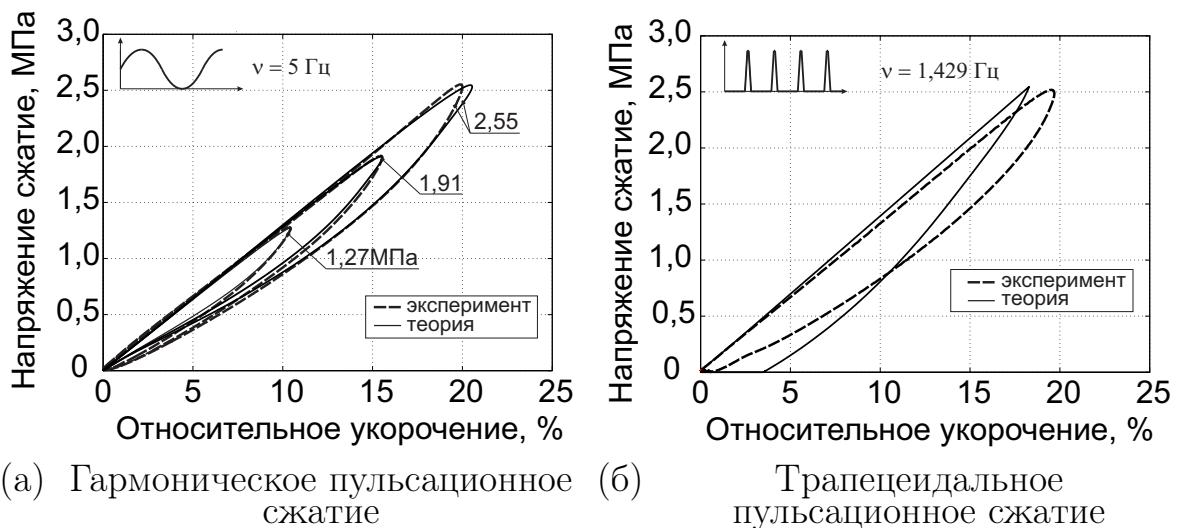


Рис. 3. Теоретические и экспериментальные гистерезисные петли

В третьей главе представлены результаты экспериментального исследования силы сопротивления качению и температуры саморазогрева при различных режимах обкатки шины на барабанном стенде, а также

результаты изучения контактных давлений. Испытания проведены на массивной шине типоразмера 630×170 .

Определение формы и размеров пятна контакта, а также изучение распределения контактного давления при статическом обжатии шины на плоскость выполнялось при помощи сенсора IX500:256.256.16. На Рис. 4 изображено пятно контакта с измеренными значениями давления p при силе обжатия 11,5 кН. По этим значениям построены эпюры контактного давления для сечений, проходящих через центр пятна контакта (Рис. 5).

Исследование зависимости со- противления качению шины от на- грузки, скорости качения и темпе- ратуры выполнялось на барабанном стенде фирмы Hasbach с диамет- ром барабана 2000 мм. Установле- но, что при изменении скорости ка- чения массивной шины в рабочем диапазоне от 30 км/ч до 70 км/ч рост силы сопротивления качению не превосходит 10% (Рис. 6).

Это обстоятельство позволило считать силу сопротивления не за- висящей от скорости качения в рас- сматриваемом диапазоне скоростей.

На Рис. 7 показаны усредненные по скоростям зависимости силы сопротивления качению от усилия прижатия шины к барабану для «хол- лодного» и «разогретого» (при максимальной эксплуатационной нагрузке 17,5 кН и скорости 70 км/ч) состояний шины. Экспериментально измерен- ные температуры, соответствующие «разогретому» состоянию, показаны в виде изотерм на Рис. 8 на левой части поперечного сечения шины.

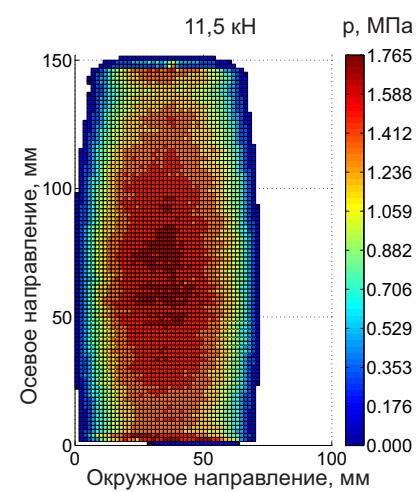
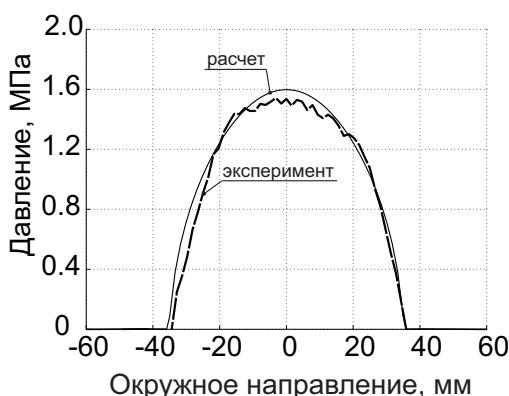
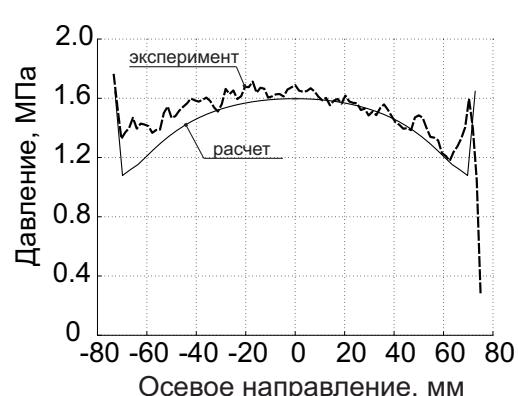


Рис. 4. Распределение контактного давления

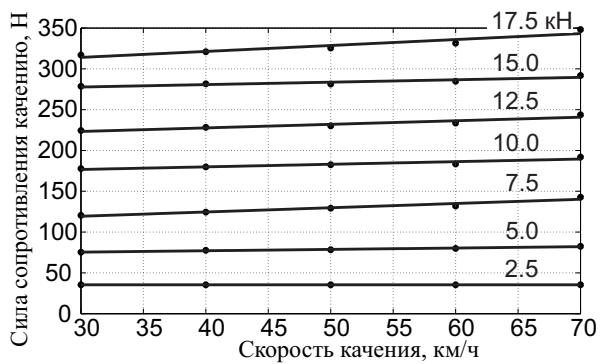


(а) Окружное направление

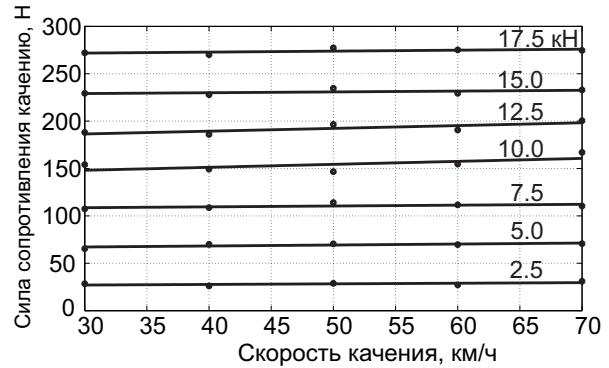


(б) Осевое направление

Рис. 5. Эпюры распределения контактного давления



(а) «Холодная» шина



(б) «Разогретая» шина

Рис. 6. Зависимости силы сопротивления качению от скорости при разных усилиях прижатия шины к барабану

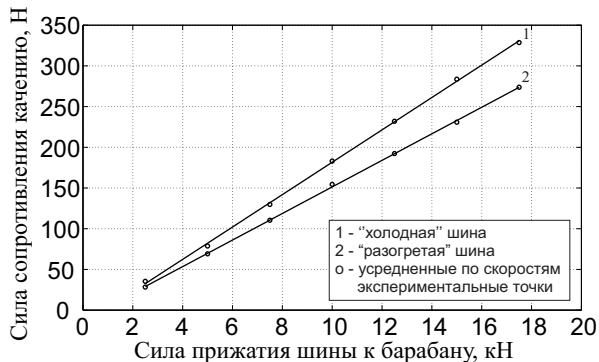


Рис. 7. Сила сопротивления качению

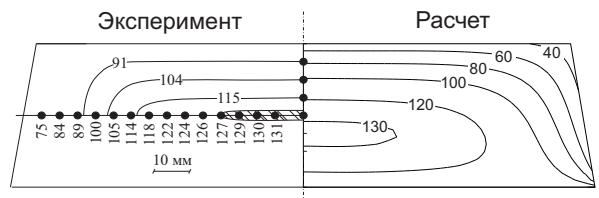


Рис. 8. Стационарное поле температур при нагрузке 17,5 кН и скорости 70 км/ч

В четвертой главе изложено решение задачи свободного стационарного качения шины по твердой цилиндрической или плоской опорной поверхности. Схема задачи показана на Рис. 9. Ниже представлена математическая формулировка задачи.

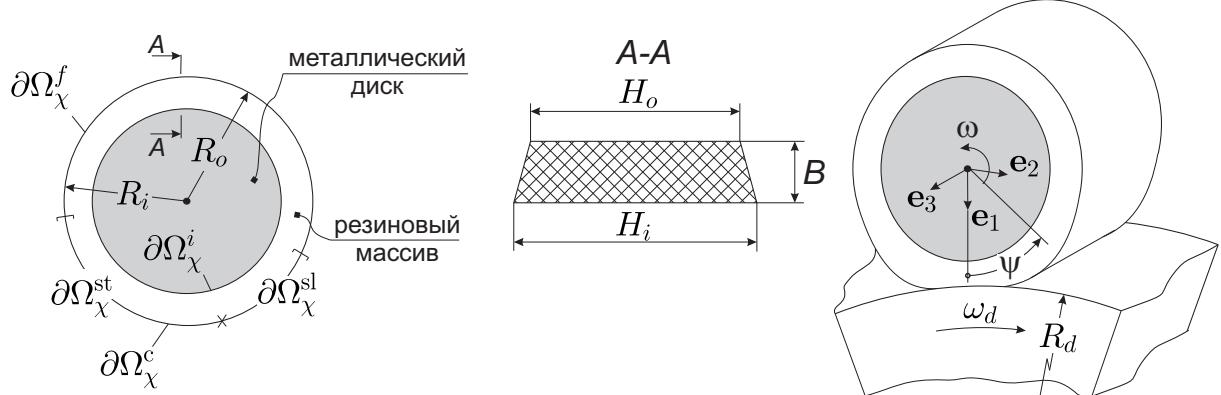


Рис. 9. Схема задачи качения массивной шины по барабану

$$\boldsymbol{\sigma}(t + 2\pi/\omega) = \boldsymbol{\sigma}(t), \quad \boldsymbol{\varepsilon}(t + 2\pi/\omega) = \boldsymbol{\varepsilon}(t), \quad (8)$$

$$\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} = 0, \quad (9)$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}(\psi), \boldsymbol{\sigma}(\psi) \rightarrow 0, \quad \psi \rightarrow \psi_- \vee \psi \rightarrow \psi_+, \quad (10)$$

$$\mathbf{u} = 0 \quad \text{на } \partial\Omega_\chi^i, \quad (11)$$

$$\mathbf{f} = 0 \quad \text{на } \partial\Omega_\chi^f, \quad (12)$$

$$g_- < 0, \mathbf{f}_n = 0 \quad \text{на } \partial\Omega_\chi^c, \quad (13)$$

$$g_- = 0, \mathbf{f}_n < 0 \quad \text{на } \partial\Omega_\chi^c, \quad (14)$$

$$|\mathbf{f}_t| < \mu |\mathbf{f}_n|, \dot{\zeta} = 0 \quad \text{на } \partial\Omega_\chi^{st}, \quad (15)$$

$$\mathbf{f}_t = -\mu |\mathbf{f}_n| \frac{\dot{\zeta}}{|\dot{\zeta}|}, \dot{\zeta} \neq 0 \quad \text{на } \partial\Omega_\chi^{sl}, \quad (16)$$

$$M_r = \int_{\partial\Omega_\chi^c} (\mathbf{r} \times \mathbf{f}) \cdot \mathbf{e}_3 d\Omega = 0, \quad (17)$$

где ω – угловая скорость вращения шины; ∇ – набла-оператор; ψ_- , ψ_+ – углы, ограничивающие окрестность области контакта, в которой напряжения и деформации отличны от нуля; \mathbf{u} – вектор перемещений; $\partial\Omega_\chi^i$ – поверхность контакта шины с ободом; \mathbf{f} , \mathbf{f}_n , \mathbf{f}_t – поверхностная нагрузка, ее нормальная и касательная составляющие; $\partial\Omega_\chi^f$ – часть внешней поверхности шины, на которую действуют лишь заданные поверхностные силы; g_- – скалярная функция взаимного проникания контактирующих тел, определяемая по деформированной конфигурации шины; $\partial\Omega_\chi^c$ – часть внешней поверхности шины, контактирующая с барабаном; μ – коэффициент трения скольжения; $\dot{\zeta}$ – скорость относительного проскальзывания контактирующих тел; $\partial\Omega_\chi^{st}$, $\partial\Omega_\chi^{sl}$ – зоны сцепления и скольжения; M_r – момент на оси колеса; \mathbf{r} – радиус-вектор точки поверхности шины; \mathbf{e}_3 – единичный орт, направленный вдоль оси колеса.

Вязкоупругое поведение резины описано с помощью модели Бергстрема - Бойс (1)–(4), числовые параметры которой установлены во второй главе.

Решение трехмерной задачи вязкоупругости получено приближенно на основе принципа возможных перемещений Лагранжа

$$\begin{aligned}
\int_{\Omega_\chi} \underbrace{\left(\boldsymbol{\sigma}^e(\psi) - 2G_B\omega^{-1} \int_{\psi_-}^{\psi} \dot{\boldsymbol{e}}^\nu(\tilde{\psi}) d\tilde{\psi} \right)}_{\boldsymbol{\sigma}} \cdot \delta \boldsymbol{\varepsilon}(\psi) dV = \\
= \int_{\partial\Omega_\chi^c} f_n \delta g_- dS + \int_{\partial\Omega_\chi^c} f_{kt} \delta \zeta_k dS,
\end{aligned} \tag{18}$$

где в левой части записана работа внутренних сил, а в правой – работа сил в контакте; ζ_k – относительное проскальзывание контактирующих точек в осевом ($k = 1$) и в окружном ($k = 2$) направлениях; $\boldsymbol{\sigma}^e = K\theta\mathbf{1} + 2(G_A + G_B)\mathbf{e}$ – мгновенные напряжения, определенные по соотношениям упругости; точкой (\bullet) обозначена производная по угловой координате ψ .

Выполнение контактных ограничений осуществлялось методом штрафа. Для этого в уравнение (18) вводились зависимости

$$f_n = -\epsilon_N g_-, \quad f_{kt} = -\epsilon_T \zeta_k, \tag{19}$$

где ϵ_N, ϵ_T – параметры штрафа.

Решение вариационного уравнения (18) осуществлялось МКЭ, реализованным в авторской программе.

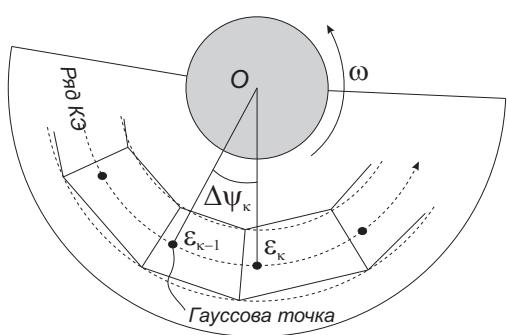


Рис. 10. К определению напряжений

деформаций. Между одноименными гауссовыми точками (т.е. точками с одинаковыми локальными координатами) двух смежных КЭ, в которых деформации равны $\boldsymbol{\varepsilon}_{k-1}, \boldsymbol{\varepsilon}_k$, вводилась линейная аппроксимация

$$\boldsymbol{\varepsilon}_\alpha = \boldsymbol{\varepsilon}_{k-1} + \alpha(\boldsymbol{\varepsilon}_k - \boldsymbol{\varepsilon}_{k-1}), \quad \text{где } \alpha \in [0, 1].$$

Полагая, что вязкие деформации \boldsymbol{e}_{k-1}^v элемента $k - 1$ известны, последовательно вычислялись коэффициенты метода Рунге-Кутта

Использовались объемные восьмиузловые КЭ в форме параллелепипеда с трилинейной аппроксимацией перемещений. В процессе решения полные напряжения $\boldsymbol{\sigma}$ определялись итерационным способом. Для иллюстрации алгоритма определения напряжений на Рис. 10 схематично представлена область шины, разбитая на КЭ. Выделялись ряды КЭ, выстроенные в окружном направлении, по которым производилось численное интегрирование скоростей

$$\begin{aligned} \mathbf{k}_1 &= \frac{\Delta\psi_k}{\omega} \dot{\mathbf{e}}^v(\mathbf{e}_{k-1}^v, \boldsymbol{\varepsilon}_{k-1}), & \mathbf{k}_2 &= \frac{\Delta\psi_k}{\omega} \dot{\mathbf{e}}^v\left(\mathbf{e}_{k-1}^v + \frac{\mathbf{k}_1}{2}, \boldsymbol{\varepsilon}_{0.5}\right), \\ \mathbf{k}_3 &= \frac{\Delta\psi_k}{\omega} \dot{\mathbf{e}}^v\left(\mathbf{e}_{k-1}^v + \frac{\mathbf{k}_2}{2}, \boldsymbol{\varepsilon}_{0.5}\right), & \mathbf{k}_4 &= \frac{\Delta\psi_k}{\omega} \dot{\mathbf{e}}^v(\mathbf{e}_{k-1}^v + \mathbf{k}_3, \boldsymbol{\varepsilon}_k), \end{aligned} \quad (20)$$

где $\Delta\psi_k$ – шаг интегрирования.

При вычислении коэффициентов (20) скорости вязких деформаций определялись по формулам (3), (4). Окончательно вязкие деформации в соответствующей гауссовой точке k -го КЭ вычислялись как

$$\mathbf{e}_k^v = \mathbf{e}_{k-1}^v + \frac{1}{6} (\mathbf{k}_1 + 2\mathbf{k}_2 + 2\mathbf{k}_3 + \mathbf{k}_4). \quad (21)$$

Далее введением полученных деформаций в выражения (1) и (2) переопределялись напряжения. Описанный процесс интегрирования начинался с фиктивного (не участвующего в решении задачи) элемента ряда, для которого напряжения и деформации полагались равными нулю.

По вычисленным полям напряжений и деформаций определялась мощность внутренних источников теплоты $w = \omega/2\pi \int_0^{2\pi} \boldsymbol{\sigma} \cdot \dot{\boldsymbol{\varepsilon}} d\psi$, и проводился анализ температур саморазогрева резинового массива шины. Температурная задача рассматривалась как стационарная осесимметричная и формулировалась для половины осевого сечения шины следующим образом:

$$\nabla \cdot (k \nabla T) + w = 0, \quad (22)$$

$$\mathbf{q} = -k \nabla T, \quad (23)$$

$$\mathbf{q} \cdot \mathbf{n} = \alpha (T - T_o) \quad \text{на } \partial S_o, \quad (24)$$

$$T = T_i \quad \text{на } \partial S_i, \quad (25)$$

$$\mathbf{q} \cdot \mathbf{n} = 0 \quad \text{на } \partial S_{sym}, \quad (26)$$

где k – коэффициент теплопроводности; T – температура внутри резинового массива шины; \mathbf{q} – тепловой поток; \mathbf{n} – внешняя нормаль к контуру осевого сечения шины; T_o – температура окружающей среды; T_i – температура обода; ∂S_i , ∂S_o , ∂S_{sym} – части контура осевого сечения шины, принадлежащие поверхности приклейки резинового массива к металлу, внешней поверхности шины и плоскости симметрии сечения шины, соответственно.

Температурная задача решалась МКЭ при помощи четырехузловых билинейных КЭ.

В пятой главе приведены результаты решения трехмерной вязкоупругой задачи качения шины по беговому барабану. Выполнена подробная верификация разработанного метода расчета на реальной массивнойшине типоразмера 630×170 .

Сопоставлены результаты расчета контактного давления для неподвижной шины с данными испытаний, представленными в третьей главе. Из Рис. 5 видно, что полученные расчетные значения весьма близки к экспериментальным.

Приведены результаты численного моделирования качения шины по барабану радиуса 1000 мм. На Рис. 11 показано распределение нормального давления и окружных напряжений сцепления в сечении, проходящем через центр пятна контакта при угловой скорости вращения барабана $\omega_d = 16,7$ рад/с. На этом же рисунке представлена эпюра давления для неподвижной шины.

Решение задачи проводилось в предположении об отсутствии зон скольжения. Как следует из Рис. 5, это предположение может нарушаться на входе и выходе из контакта, где окружные напряжения сцепления сопоставимы по величине с давлением. Чтобы такая неточность неказывалась на вычисляемом значении силы сопротивления качению F_R , последняя выражалась через мощность рассеиваемой в резине энергии

$$F_R = \frac{\int_V \sigma \cdot \dot{\epsilon} dV}{\omega_d R_d}. \quad (27)$$

На Рис. 12 показаны вычисленные по выражению (27) значения силы сопротивления качению при различных силах прижатия шины к барабану (темные точки на линии 1). Здесь же изображена экспериментальная кривая (линия 2), соответствующая «холодному» состоянию массивной шины. Между расчетными и экспериментальными результатами наблюдается хорошее соответствие.

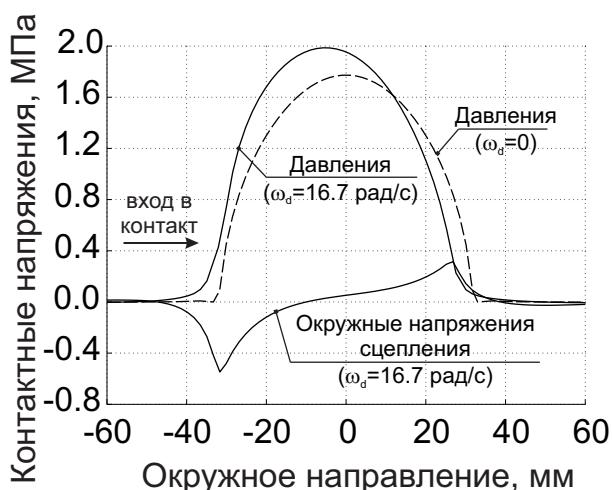


Рис. 11. Эпюры контактных напряжений при нагрузке 11,5 кН

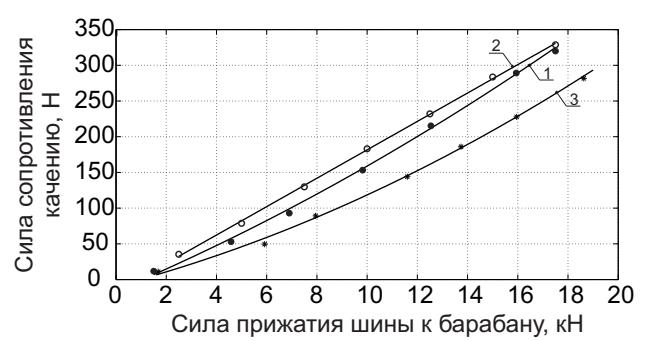


Рис. 12. Зависимость силы сопротивления качению от нагрузки на шину

Как показывают расчеты, при фиксированной нагрузке на шину с

увеличением радиуса бегового барабана происходит снижение силы сопротивления качению. Практический интерес представляет определение соотношения между значениями сопротивления качению по барабану F_R и по плоской поверхности дороги F_{R_∞} . Последнему случаю соответствует график 3 на Рис. 12. Отношение F_{R_∞}/F_R используется как поправочный коэффициент для получения характеристик шины, катящейся по плоскости, по результатам испытаний шины на стенде с беговым барабаном. Из сравнения графиков 2, 3 на Рис. 12 следует, что для барабана радиуса 1000 мм поправочный коэффициент $F_{R_\infty}/F_R \approx 0,75$.

Для сопоставления значений температур, получаемых в расчете и в эксперименте, выполнен анализ качения шины со скоростью 70 км/ч при пониженной 14,7 кН и максимальной эксплуатационной нагрузке 17,5 кН. На Рис. 8 построены изолинии температур для нагрузки 17,5 кН. В центральной части резинового массива, где развиваются наибольшие температуры, результаты численного моделирования весьма близки к эксперименту.

Проанализировано влияния конструктивных параметров шины (ширины беговой дорожки H_0 и толщины резинового массива B) на основные характеристики – силу сопротивления качению F_R , максимальное касательное напряжение $(\sigma_{rt})_{max}$ у поверхности обода, максимальную температуру саморазогрева T_{max} , жесткость шины, характеризуемую обжатием u_0 . Анализ проводился для шины 630 × 170 при фиксированном внешнем радиусе 312,75 мм и радиусе барабана 1000 мм. В качестве параметров нагружения задавались максимальная нагрузка 17,5 кН и максимальная скорость 70 км/ч. Результаты этого анализа представлены в виде графиков на Рис. 13.

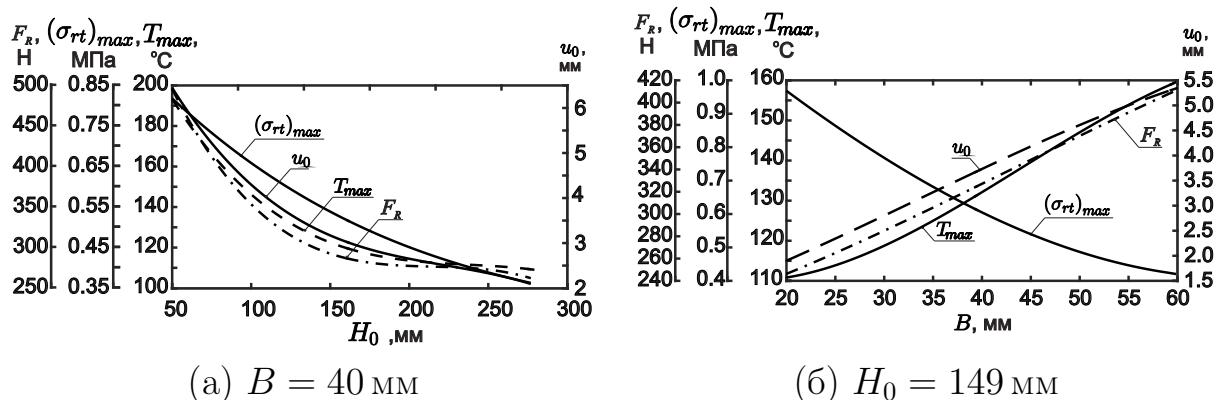


Рис. 13. Зависимость основных расчетных характеристик от геометрических параметров шины

Основные результаты и выводы

1. Экспериментальным путем определены значения удельной рассеянной энергии и относительного гистерезиса шинной резины 4Э-1386 при циклическом нагружении с различными частотами и амплитудами. Установлено, что удельная рассеянная энергия в резине практически не зависит от частоты нагружения в диапазоне частот от 1 до 20 Гц.
2. Разработан метод определения значений параметров модели Бергстрема-Бойс вязкоупругого поведения резины при циклическом деформировании. С помощью предложенного метода обработаны результаты испытаний образцов резины на циклическое пульсационное сжатие. Путем сравнения результатов математического моделирования и экспериментов показано, что расхождения в размахах деформаций и рассеянной энергии за один цикл нагружения не превосходят 10% при разных режимах нагружения.
3. Разработан метод решения вязкоупругой контактной задачи стационарного качения массивной шины, приводящий к последовательному решению ряда упругих задач с симметричной матрицей жесткости. Вязкоупругие соотношения Бергстрема-Бойс проинтегрированы вдоль путей «toka» материала методом Рунге-Кутта четвертого порядка точности. Использована гипотеза об укороченной памяти материала, позволившая исключить из расчета области резинового массива, значительно удаленные от зоны контакта, и проводить расчет на не замкнутой в окружном направлении конечно-элементной сетке.
4. Создан комплекс программ расчета характеристик сопротивления качению и теплообразования в массивных шинах при свободном стационарном качении.
5. Выполнена верификация предложенного метода расчета характеристик сопротивления качению и теплообразования на массивнойшине типоразмера 630×170 . Проведено сопоставление теоретических и экспериментальных значений силы сопротивления качению и температуры саморазогрева шины при различных режимах обкатки на барабанном стенде, а также контактных давлений при статическом обжатии на плоскость.
6. Выполнен анализ влияния геометрических параметров массивной шины на основные характеристики: силу сопротивления качению, максимальную температуру саморазогрева резинового массива, максимальные касательные напряжения на поверхности приклейки резины к ободу шины, жесткость.

Публикации по теме диссертации

1. Семенов В.К., Белкин А.Е. Экспериментальное исследование гистерезисных свойств протекторных резин в условиях циклического нагружения, характерного для автомобильных шин // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2013. № 2. С. 9-14. (0.75 п.л./0.5 п.л.)
2. Семенов В.К., Белкин А.Е. Математическая модель вязкоупругого поведения резины при циклическом нагружении // Известия ВУЗов. Машиностроение. 2014. № 2 (647). С. 46-51. (0.75 п.л./0.5 п.л.)
3. Белкин А.Е., Семенов В.К. Теоретический и экспериментальный анализ контакта массивной шины с беговым барабаном // Известия РАН. Механика твердого тела. 2016. № 3. С. 71-82. (0.75 п.л./0.4 п.л.)
4. Белкин А.Е., Семенов В.К. Моделирование стационарного качения массивной шины по беговому барабану с учетом диссипации энергии в резине // Математическое моделирование и численные методы. 2016. № 1 (9). С. 17-37. (1.31 п.л./0.6 п.л.)
5. Белкин А.Е., Дашибаев И.З., Семенов В.К. Математическая модель вязкоупругого поведения полиуретана при сжатии с умеренно высокими скоростями деформирования // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия «Машиностроение». 2014. № 6 (99). С. 44-58. (0.93 п.л./0.3 п.л.)
6. Белкин А.Е., Семенов В.В., Семенов В.К. Численный анализ больших плоских деформаций арочного амортизатора // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия «Машиностроение». 2011. № 2. С. 55-64. (0.63 п.л./0.3 п.л.)
7. Семенов В.К., Белкин А.Е., Веселов И. В. Экспериментальное исследование контакта, сопротивления качению и саморазогрева массивной шины при обкатке на барабанном стенде // Инженерный вестник. 2014. № 12. С. 151-160. (1.16 п.л./1 п.л.)
8. Белкин А.Е., Дашибаев И.З., Семенов В.К. Математическая модель вязкоупругого поведения полиуретана при сжатии с умеренно высокими скоростями деформирования // Проблемы шин, РТИ и эластомерных композитов. XXV симпозиум. 2014. С. 81-94 (0.88 п.л./0.3 п.л.)
9. Семенов В.К., Белкин А.Е., Веселов И.В. Исследование сопротивления качению массивной шины при обкатке на барабанном стенде // Проблемы шин, РТИ и эластомерных композитов. XXV симпозиум. 2014. С. 311-319 (0.56 п.л./0.2 п.л.)
10. Белкин А.Е., Семенов В.К. Численный анализ больших плоских деформаций арочного амортизатора // Проблемы шин, РТИ и эластомерных композитов. XXI симпозиум. 2010. С. 96-104. (0.56 п.л./0.3 п.л.)