

- York, 1973.
5. Сонкин В.И., Цапов Н.Н. Анализ состояния и тенденций развития автомобильных бензиновых двигателей. Автомобильные двигатели: Сб. науч. тр. НАМИ, вып. 233, 2005.
  6. Зленко М.А., Кутенев В.Ф., Тер-Мкртчян Г.Г. Некоторые вопросы создания бензинового двигателя с регулируемой степенью сжатия. Проблемы конструкции двигателей и экология: Сб. науч. тр. НАМИ, вып. 224, 1999.
  7. Yamaguchi J. Toyota Prius. Automotive Engineering International, № 1, 1998.
  8. Kentfield J.A.C., Fernandes L.C.V. Friction Losses of a Novel Prototype Variable Expansion-Ratio, Spark Ignition, Four-Stroke Engine. SAE Paper № 972659, 1997.
  9. Boggs D.L., Hilbert H.S., Schechter M.M. The Otto-Atkinson Cycle Engine – Fuel Economy and Emissions Results and Hardware Design. SAE Paper № 950089, 1995.
  10. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М., «Машиностроение», 1977.
  11. Schwanderlapp M., Habermann K., Yapici K. Variable Compression Ratio – A Design Solution for Fuel Economy Concepts. SAE Paper, № 2002-01-1103, 2002.
  12. Mallikarjuna J.M., Ganesan V. Theoretical and Experimental Investigations of Extended Expansion Concept for SI Engines. SAE Paper, № 2002-01-1740, 2002.
  13. Karus P.E., Denger D., Holland T. Intelligent Simplification – Ways Towards Improved Fuel Economy. SAE Paper, № 2002-01-0236, 2002.
  14. Ипатов А.А., Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Кириллов В.А., Папкин Б.А. Автономные системы выработки тепловой и электрической энергии на биотопливе. Энергия: экономика, техника, экология. - 2010. - № 3. - с. 6-12.
  15. Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Папкин Б.А., Сонкин В.И., Шустров Ф.А. Совершенствование бензинового двигателя с продолженным расширением рабочего тела. Тезисы докладов научно-технической конференции 5-е Луканинские чтения. Решение энергоэкологических проблем в автотранспортном комплексе. – М.: МАДИ (ГТУ), 2011 г. – с. 110 – 112.
  16. Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Папкин Б.А., Тингаев Н.В., Шустров Ф.А., Татарников А.П. Мехатронные системы управления газообменом и сгоранием. Современные проблемы науки и образования - 2011. -№ 6. (приложение "Технические науки"). (Электронный журнал) URL: <http://online.rae.ru/889> (дата обращения: 19.01.2012 г.).
  17. Ипатов А.А., Кутенев В.Ф., Каменев В.Ф., Фомин В.М., Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Артёмов А.А. Разработка автомобилей с гибридной силовой установкой, работающей на водородных видах топлива. Труды НАМИ / ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ». – Вып. №242: Комбинированные энергоустановки автотранспортных средств: сб. научн. ст. – М., 2009. – с. 26 – 66.

### **Стенд для определения прочностных характеристик элементов колес**

д.т.н. проф. Балабин И.В., к.т.н. доц. Чабунин И.С., к.т.н. Груздев А.С., Лукьянов М.Н.  
Университет машиностроения  
8-495-223-05-23 доб. 1457, [sopr@mami.ru](mailto:sopr@mami.ru)

*Аннотация.* В статье приводится устройство и принцип работы стенда для определения прочностных характеристик элементов автомобильного колеса. Преимуществом стенда является возможность независимого приложения радиальной и осевой сил, что дает возможность исследовать влияние каждого из этих силовых факторов на напряженно-деформированное состояние в отдельности.

*Ключевые слова:* автомобильное колесо, стенд, радиальная и осевая силы, напряженно-деформированное состояние

Безопасность движения транспортного средства во многом зависит от колеса, поломка которого может вызвать серьезные последствия. Наиболее достоверные данные по прочности и долговечности колеса могут дать эксплуатационные испытания, однако их продолжительность может занять достаточно длительный срок. Для ускорения этого процесса прово-

Для лабораторных испытаний с использованием специальных стендов для испытаний колес. В настоящее время испытания колес осуществляются в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52390-2005 «Транспортные средства. Колеса дисковые. Технические требования и методы испытаний», ГОСТ Р 50511-93 «Колеса из легких сплавов для пневматических шин. Общие технические условия» или ОСТ 37.001.404-97 «Колеса стальные для пневматических шин. Методы испытаний».

Наряду с усталостными получили распространение испытания, имеющие целью определение статической прочности элементов колеса при воздействии на них тех или иных силовых факторов, что особенно важно на этапе разработки колеса. При определении напряженно-деформированного состояния (НДС) такого элемента колеса, как диск, необходимо иметь возможность прикладывать не только суммарный изгибающий момент от осевой и радиальной сил, но и саму осевую силу, так как её учет увеличивает величину напряжений в диске до 20% в зависимости от его геометрических параметров [1, 2, 3]. Кроме того, определение влияния на НДС диска каждого силового фактора в отдельности будет полезным при рационализации конструкции, направленной на уменьшение массы без снижения прочности. Известные конструкции стендов либо не имеют технической возможности приложения осевой силы, либо возможности по её приложению существенно ограничены. В этой связи необходимо такое стендовое оборудование, которое позволяло бы прикладывать как радиальную, так и осевую силы в полной мере для более точной оценки прочности и долговечности колеса.

Силами сотрудников МГМУ «МАМИ» – авторов данной статьи, под руководством проф., д.т.н. Балабина И.В. на базе прессы УМЭ-10ТМ, находящегося в лаборатории кафедры «Соппротивление материалов», был создан стенд для проведения на нем испытаний колес с максимальным радиусом обода 18 дюймов от действия радиальной и осевой сил (одновременно и по отдельности). На конструкцию стенда был получен патент на полезную модель №105027.

Данный стенд позволяет определять прочностные характеристики элементов колес методом приложения к статичному исследуемому колесу задаваемых по величине радиальной и осевой сил, адекватных эксплуатационным.

Принципиальная схема стенда представлена на рисунке 1, а его общий вид с установленным испытуемым колесом – на рисунке 2.

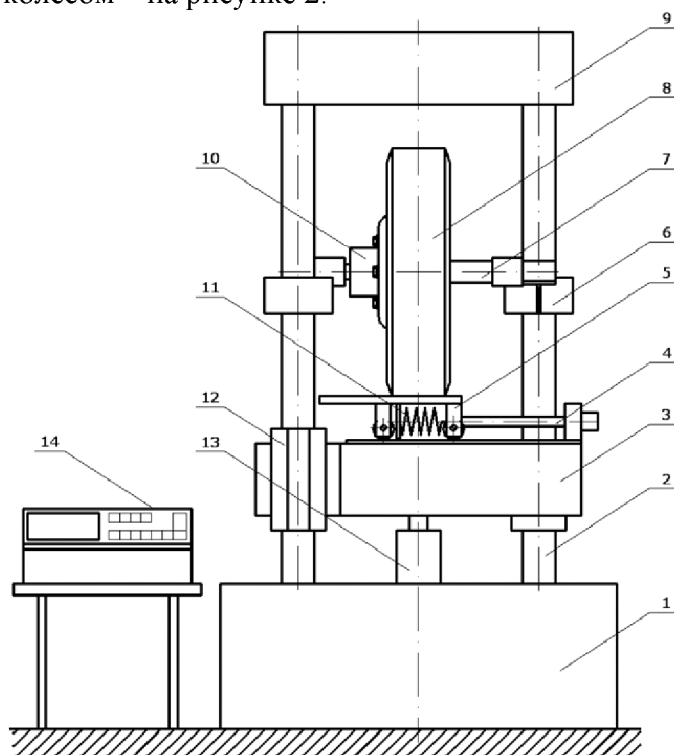
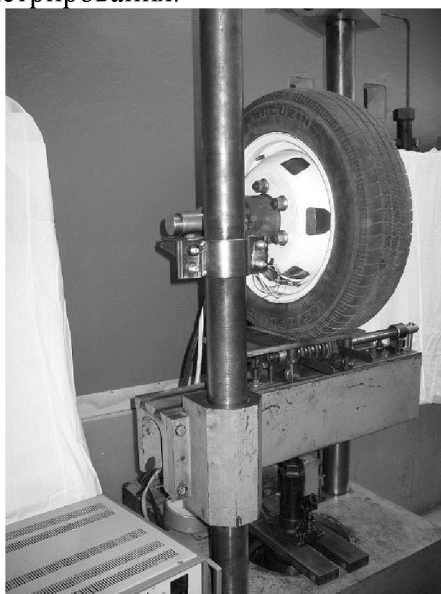


Рисунок 1 – Схема стенда

Основными частями стенда являются основание 1, две вертикальные стойки 2, площадка 3 с опорами 12, в которых установлены подшипники скольжения. На площадке дополнительно смонтирована подвижная тележка 5, ходовой винт 4 и пружинный динамометр 11 для измерения осевого усилия. Испытуемое колесо 8 в сборе с шиной устанавливается на вал 7, который неподвижно фиксируется на стойках захватами 6. В качестве механизма, создающего радиальную нагрузку, используется силовой цилиндр 13 с гидравлическим датчиком измерения усилия. Силовой цилиндра представляет собой гидравлический домкрат, оборудованный контрольным манометром, который отградуирован с построением зависимости «давление внутри рабочей полости – усилие на штоке». Работа испытательного стенда заключается в следующем: через силовой цилиндр прикладывается необходимая вертикальная нагрузка на испытуемое колесо, осевая сила создается вращением ходового винта 4, который через пружинный динамометр 11 перемещает подвижную площадку 5. Напряжения в колесе определяются методом тензометрирования.



**Рисунок 2 – Внешний вид установленного на испытательный стенд колеса**

Выполнение стенда с конструктивно независимыми друг от друга механизмами нагрузки позволяет:

- проводить испытания как при одновременном приложении осевой и радиальной сил, так и с приложением каждой из этих сил по отдельности;
- использовать при теоретических исследованиях, так как обеспечена возможность создавать осевую нагрузку независимо от величины радиальной силы.

Описанная конструкция испытательного стенда не требует специального оборудования и дорогостоящих комплектующих и материалов, что позволило упростить конструктивное решение составляющих узлов и стенда в целом, удешевить его изготовление.

Особенности испытательного стенда с упрощенными конструктивно узлами, обеспечивающими, в отличие от аналогов, реализацию нагрузок в полной мере, позволяет упростить процесс по определению напряженно-деформированного состояния колеса, упростить способ получения выходных данных, повысить степень их достоверности. При снабжении стенда автоматизированными системами приложения и считывания радиальной и осевой нагрузок, а также автоматизированной системой регистрации и обработки выходных данных может быть автоматизирован процесс работы на нем. Этому же способствует достаточно упрощенное конструктивное решение самих механизмов нагрузок и их приводов.

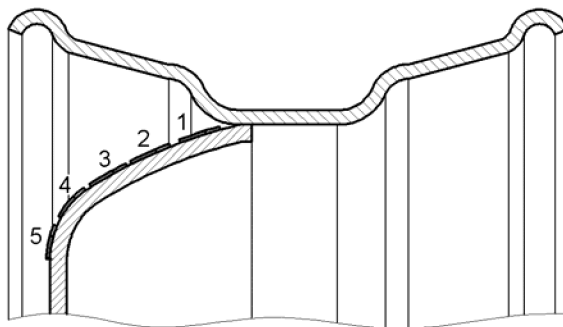
В таблице 1 приведены результаты эксперимента по определению напряжений в диске серийного колеса 5,5Jx16H2. Наклеивание тензорезисторов производилось в точках, максимально близких к поверхности соприкосновения диска со ступицей колеса и местах сварки диска с ободом, а также в месте изменения кривизны диска колеса. Так как направления главных напряжений известны, то для определения меридиональных и окружных деформаций

ций тензорезисторы наклеиваются буквой «Т». Схема наклейки представлена на рисунке 4.

Таблица 1

**Сводная таблица эквивалентных напряжений**

| Данные                     | Точка 1 | Точка 2 | Точка 3 | Точка 4 | Точка 5 |
|----------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|
| Экспериментальное значение | 19,22   | 44,73   | 26,13   | 58,31   | 108,82  |
| Расчет МКЭ                 | 29,98   | 41,21   | 19,78   | 54,47   | 143,52  |



**Рисунок 4 – Схема наклейки тензодатчиков**

Для сравнения в этой же таблице 1 представлены напряжения, полученные при использовании метода конечных элементов. Как видно из таблицы, имеет место довольно хорошее совпадение результатов. Отличие результатов в точках 1 и 5 можно объяснить сложными геометрическими параметрами реальной конструкции, которые сложно задать МКЭ.

#### Литература

1. Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С. Аналитическое решение задачи НДС диска автомобильного колеса и разработка рекомендаций по выбору его рациональных конструктивных параметров. // 20 симпозиум «Проблемы шин и резинокордных композитов». – 12-16 октября 2009 г., т. 1, с. 80-88.
2. Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С. Напряженно-деформированное состояние диска колеса с учетом влияния изгибающего момента и осевой силы. // Автомобильная промышленность. – 2007 г. - №7, с. 13-16.
3. Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С., Лукьянов М.Н. Расчет и анализ напряженно-деформированного состояния конструкций дисков автотракторных колес, применяемых в современном колесостроении. // Материалы 65 международной НТК ААИ «Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров». – 2009 г. – с.52-58

### **Определение закона нелинейности упругой характеристики подвески автомобиля из условия изохронности частоты свободных колебаний при изменении массы автомобиля**

к.т.н. проф. Крамской Н.А., доц. Чуканин Ю.П., к.т.н. проф. Щербаков В.И.

Университет машиностроения

8-495-223-05-23 доб. 1457, [sopr@mami.ru](mailto:sopr@mami.ru)

*Аннотация.* Выведены зависимости для закона нелинейности упругой характеристики подвески автомобиля, обеспечивающей изохронность частоты малых свободных колебаний автомобиля при изменении его массы.

*Ключевые слова:* подвеска автомобиля, нелинейная упругая характеристика, частота свободных колебаний.

Транспортное средство типа автомобиля относится к машинам, масса которых в процессе эксплуатации (перевозки грузов) может варьироваться в широких пределах. В результате этого изменяются его динамические свойства, важной характеристикой которых является