

2. Б и т ю к о в В. К. Пневматические конвейеры. — Воронеж: Изд-во ВГУ, 1984. — 164 с.
3. Борьба с шумом на производстве / Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, И.В. Горенштейн и др.; Под общ. ред. Е.Я. Юдина — М.: Машиностроение, 1985. — 400 с.
4. А.с. 1054240 СССР, МКИ³ В 65 G 51/00. Устройство для транспортирования изделий на воздушной подушке / В.К.Битюков, В.Н. Колодежнов, Б.И. Куцев, В.Л. Мурзинов (СССР). — 3415871/27—11; заявл. 29.03.82; опубл. 15.11.83, Бюл. № 42.
5. Константинеску В. Н. Газовая смазка. — М.: Машиностроение, 1968. — 718 с.
6. R. M. Corless, G. H. Gonnet, D. E. G. Hare, D. J. Jeffrey and D. E. Knuth. On The Lambert W Function./ Advances in Computational Mathematics. — 1996. — №5. — С. 329—359.

629.113.001

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ С АБС

Д-р техн. наук, проф. А.А. РЕВИН, асп. В. Ф. АЛОНСО

Проведено исследование нагруженности деталей подвески автомобиля в режиме торможения. Проанализированы причины разрушения элементов подвески при торможении с АБС. Рассмотрен эксперимент, поставленный с целью получения характеристик продольной жёсткости и демпфирования подвески.

We have investigated loading of details of the automobiles suspension in a breaking action. In activity analysis of reasons of fracture suspension components in a breaking action with ABS, experiment, which has been put with the purpose of obtaining of performances of a longitudinal rigidity and damping of the suspension, its outcomes and conclusions about reasons of investigated fracture.

Регулирование тормозных моментов на колесах автомобиля при функционировании антиблокировочной системы (АБС) (часто по циклическому принципу) обуславливает кардинальное отличие от традиционного режима затормаживания юзом и, следовательно, может приводить к возникновению нерасчётных режимов работы элементов конструкции автомобиля и, прежде всего, передней подвески при действии существенно нестационарных продольных сил в течение всего процесса торможения.

Результаты зарубежных исследований по данному вопросу часто не афишируются как мешающие рекламе АБС. Однако по некоторым сведениям испытания в Канаде большегрузных автомобилей и автопоездов с АБС привели к необходимости увеличения металлоемкости подвески на 7—10 %.

Дорожные исследования процесса торможения автомобилей, оборудованных опытными конструкциями АБС третьей категории с модулятором производства АВТОИЖ, проведенные в России ВолгГТУ, а также МАДИ с модуляторами АБС других типов, показали, что возникновение нерасчётных режимов работы элементов подвески может приводить к разрушению элементов подвески даже при малом числе циклов нагружения. Последнее исключает возможность отождествления механизма разрушения с выводами теории усталостных разрушений и, следовательно, применение её рекомендаций для обеспечения долговечности неправомерно.

Очевидно, что необходимо корректировать традиционную методику расчета на прочность элементов подвески при проектировании автомобилей с АБС. Анализ показывает, что величины возникающих на рычагах подвески продольных сил от действия тормозных реакций обычно находятся при прочностном расчете на основе максималь-

ного значения коэффициента сцепления и действующей нормальной нагрузки. На первый взгляд, видимых причин для нарушения прочности элементов нет, поскольку максимальное значение коэффициента сцепления при функционировании АБС почти не изменяется. Однако необходимо помнить, что, в отличие от торможения юзом, к концу процесса торможения, по мере падения скорости, вследствие известной зависимости $\varphi(v)$, возрастает как величина коэффициента сцепления при юзе колеса, так и его максимальное значение. При этом экстремум коэффициента сцепления в случае торможения колеса юзом достигается однократно при наибольшей за процесс торможения линейной скорости и его значение будет минимальным. При использовании АБС прохождение экстремума происходит многократно, вплоть до остановки автомобиля. По известным оценкам, изменение коэффициента сцепления в диапазоне линейных скоростей от 5 до 90 км/ч может составить до 12—15 % на сухом асфальтобетоне и до 30—35 % на мокром, что является одной из причин возникновения нерасчетных нагрузок.

Вторая причина таких нагрузок — неучет динамических процессов в элементах подвески при нагружении колеса существенно нестационарными тормозными силами. Доля их составляющих была определена на основе исследований математической модели подвески автомобиля, учитывающей податливость элементов в продольном направлении [1].

Для ответа вопрос о необходимости коррекции методов расчета подвески в ВолгГТУ были проведены комплексные исследования, включающие в себя дорожный и лабораторный эксперименты, а также расчет динамики элементов на разработанной математической модели и исследование действующих напряжений в передней подвеске с помощью метода конечных элементов.

Основной целью лабораторного эксперимента являлось определение продольных характеристик передних подвесок серийных автомобилей, а именно жесткости и демпфирования. Экспериментальное определение характеристик проводилось на автомобилях ИЖ-2125, ИЖ-2717, ВАЗ-2106, ВАЗ-2115. В процессе эксперимента колесо автомобиля выводилось из состояния равновесия с помощью импульсного воздействия силы в продольном направлении, после чего фиксировался процесс затухающих колебаний оси колеса. Для регистрации процесса применялись виброаппаратура ВИ-6ТН с датчиком перемещений ДП-2СМ, внешний модуль АЦП/ЦАП Е-440 производства ЗАО «Л-КАРД» и ПК.

Обработка полученных осциллограмм позволила вычислить приведенную жесткость и демпфирование в элементах подвески.

Результаты расчетов на математической модели системы «подвеска-колесо-дорога» позволили, во-первых, получить значение сил, вызывающих деформацию элементов передней подвески, а во-вторых, сделать вывод о существенном влиянии на величину данной силы продольной жесткости и демпфирования.

Расчеты показали, что только вследствие инерционных процессов в элементах подвески при функционировании АБС возникающие усилия превышают расчетные на 14 %. К этому следует добавить 15 % от роста коэффициента сцепления по мере снижения линейной скорости.

На следующем этапе были смоделированы рычаги испытуемых автомобилей и проведен прочностной расчет с помощью стандартной программы, основанной на методе конечных элементов (рис. 1). К рычагам в указанных точках прикладывалась сила, полученная в результате расчета на математической модели, описанной в [2]. Полученное напряженно деформированное состояние рычагов (рис. 2, 3) полностью соответствовало

характеру деформации, зафиксированной в результате дорожных испытаний, что свидетельствует о правильности расчетов и целесообразности введения в прочностной расчет метода конечных элементов в рассматриваемом случае.

Проведенные исследования показали, что при установке АБС на автомобили необходима коррекция традиционной методики расчета элементов подвески.

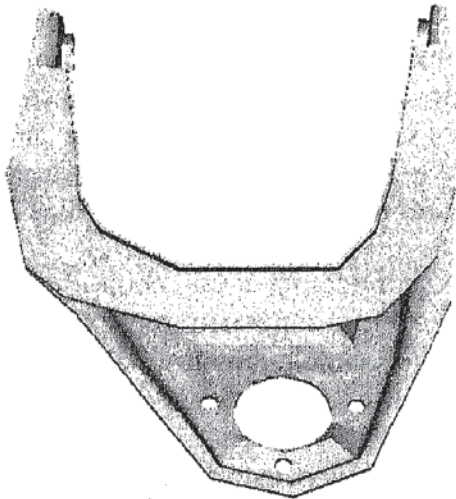


Рис. 1. Модель рычага ВАЗ-2106

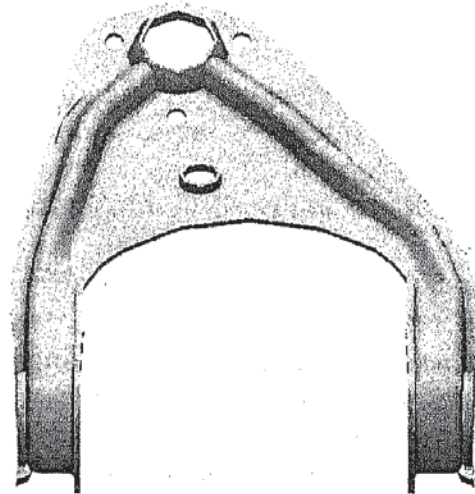


Рис. 2. Модель рычага ИЖ-2125

С этой целью существующую методику силового расчета элементов подвески следует дополнить следующим.

1. Учесть увеличение возникающих в элементах нагрузок вследствие динамических процессов от действия существующих нестационарных тормозных сил. Последнее достигается либо расчетом на динамической модели подвески, либо с помощью введения коэффициента динамичности, который зависит от типа подвески, расположения элементов и упругодемпфирующих связей.

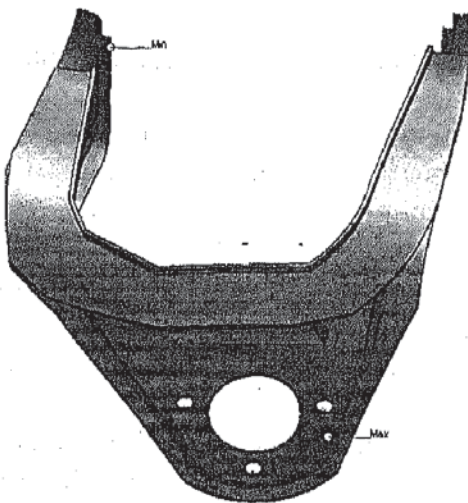


Рис. 3. Напряженно деформированное состояние рычага ВАЗ-2106

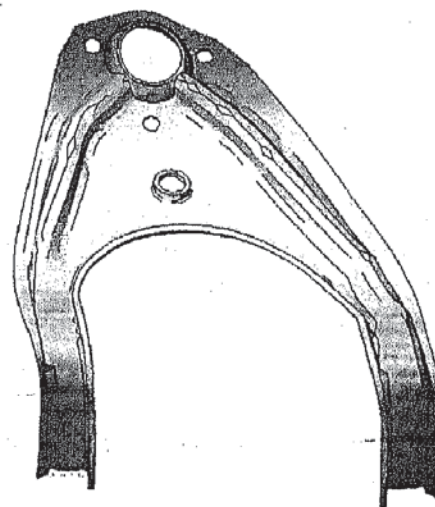


Рис. 4. Напряженно деформированное состояние рычага ИЖ-2125

2. Для расчетов элементов передней подвески автомобиля с АБС учесть дополнительно режим экстренного торможения при этом применять современные методы расчета на прочность, например, метод конечных элементов, который позволяет адекватно, точно и без привлечения дополнительных затрат производить прочностной расчет.

Снижение действующих нагрузок в элементах подвески и повышение её долговечности возможно при реализации следующих путей.

1. Конструктивное обеспечение податливости рамных шарнирных опор направляющих элементов подвески, например, путем реализации трехопорной продольно-податливой подвески [1].

2. При проектировании подвески исключить попадание собственной частоты подвески в зоны резонанса, которые обусловлены рабочим процессом затормаживания колеса с АБС.

3. Обеспечить повышенное демпфирование подвески в продольном направлении для легкового автомобиля не ниже 4000...5000 кг/с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ревин А. А., Чернышов К. В. Динамическое нагружение элементов подвески автомобиля с АБС при торможении.
2. Ревин А. А., Балакина Е. В. Повышение надежности подвески, нагруженной продольными циклическими силами.

621.01

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ВИБРОРОБОТА С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПРИВОДОМ*

Д-р техн. наук, проф. С. Ф. ЯЦУН, студ. А. В. РАЗИНЬКОВА, асп. А. Н. ГРАНКИН

Предлагается конструкция мобильного вибрационного робота с электромагнитным приводом, проводится математическое моделирование движения робота и исследуются его законы.

The model of the mobile vibration robot with an emdrive is observed. Authors made mathematical simulation of the robot movement and examined its principles.

Мобильные роботы широко применяются для выполнения операций, которые опасны для жизни и здоровья человека. Они используются, например, для работы в небезопасных химических средах, в трубах, мониторинга окружающей среды, а также внутренних органов человека.

Одним из активно развивающихся направлений в механике является изучение и совершенствование различных способов движения. В настоящее время наибольшее распространение получили мобильные роботы, использующие традиционные способы движения с применением дополнительных устройств (колес, гусениц и т.п.). Однако такие роботы не могут перемещаться по узким трубам и двигаться в плотных средах, таких как жидкости. Поэтому необходима разработка нетрадиционных способов движения мобильных роботов [1—8]. Нами рассматривается вибрационный мобильный робот. Такие роботы могут передвигаться в сыпучих и плотных средах без колес, гусениц или ног, что

* Исследования выполнены при поддержке РФФИ (грант 05-08-33382).