

автоматически удалять стружку с установочных элементов и проверять правильность базирования обрабатываемых заготовок.

Список литературы

1. Б. А. Сентяков, Н. А. Тишкова. Автоматизация удаления стружки с установочных элементов приспособлений. «МК-91-95» Приволжский Дом знаний : сб. тр. науч.-метод. конф. (Пенза, 2005 г.). – Пенза : Знание, 2005. – 330 с.

2. Вологжанина Н. А. Пневматические вихревые элементы как средство автоматизации удаления стружки с установочных элементов приспособлений // Значение научной работы в процессе подготовки конкурентоспособных специалистов для предприятий Удмуртской Республики : сб. тр. науч.-метод. конф. Воткинского филиала ИжГТУ (10–11 мая 2006 г.). – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2006. – 324 с.

3. Фабер Т. Е. Гидроаэродинамика : учеб. пособие ; пер. с англ. – Постмаркет, 2001. – 543 с.

B. A. Sentyakov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Votkinsk Branch of Izhevsk State Technical University
N. A. Tishkova, Postgraduate Student, Votkinsk Branch of Izhevsk State Technical University

A Method of Calculating the Basic Parameters of Screw Swirler in Designing Multifunction Air Vortex Elements

The multi-functional pneumatic vortex elements, their basic geometrical parameters, as well as their calculation are considered. The proposed screw swirler calculation method can facilitate the designer work in selecting and designing multifunction air vortex elements.

Key words: vortex element, rotating auger, diameter, helix angle.

УДК 629.3.024

Р. Ф. Шаихов, аспирант, Ижевский государственный технический университет

Н. М. Филькин, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО УГЛА НАКЛОНА УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА АМОРТИЗАЦИОННЫХ ОПОР

Представлен подход к повышению технико-эксплуатационных характеристик верхней опоры амортизаторной стойки легкового автомобиля. Получены графические зависимости фактора формы упругого элемента от его угла наклона для различных материалов и условий закрепления опорных поверхностей, позволяющие упростить расчет упругого элемента подвески.

Ключевые слова: автомобиль, расчет, подвеска, опора.

Амортизационные опоры работают как правило при действии на них комбинированных нагрузок. К таким опорам относятся верхние опоры амортизаторных стоек подвесок автомобилей, которые воспринимают статические и динамические вертикальные нагрузки от веса автомобиля, а также горизонтальные динамические инерционные нагрузки при его разгоне и торможении.

На рис. 1 изображена верхняя опора стойки амортизаторной легкового автомобиля, конструкция которой широко применяется в автомобилестроении, например, на автомобилях производства ОАО «АвтоВАЗ», ОАО «ИжАвто» и др. Опора состоит из верхней 1 и внутренней 2 конических металлических обойм, между которыми расположен упругий (резиновый) демпфирующий элемент 3. Для данного типа амортизационных деталей, испытывающих одновременное действие сил сжатия $P_{сж}$ и сдвига $P_{сд}$ от действия осевой силы P в результате наклона демпфирующего элемента, в ряде работ рекомендуется при проектировании выбирать угол наклона B° (см. выносной элемент A на рис. 1) в пределах 29° , например работа [1]. Эта рекомендация приближенная и не

учитывает ряд факторов, влияющих на работу амортизационных опор, таких как конфигурация (размеры) упругих элементов (УЭ), условия закрепления опорных поверхностей и параметры применяемых материалов.

Поэтому на практике угол наклона УЭ выбирается экспериментально, что является дорогостоящей работой, так как требуется доработка прессформ, участвующих в изготовлении УЭ.

Условия работы конструкций УЭ амортизационных опор данного типа разнообразны. Существуют конструкции, в которых УЭ работает только на сжатие или на сдвиг [2]. Работая на сжатие, т. е. когда сила P по направлению совпадает с силой $P_{сж}$, опора имеет жесткую, монотонно прогрессирующую характеристику. Работая же только на сдвиг (сила P по направлению совпадает с силой $P_{сд}$) опора имеет мягкую, монотонно регрессирующую характеристику. В связи с этим можно предположить, что при действии на одинаковые конфигурации таких опор одной и той же силой опора, имеющая жесткую характеристику, выполняет меньшую работу, чем опора, имеющая мягкую характеристику, т. е. опора,

работающая на сжатие, менее эффективна при демпфировании воспринимаемых нагрузок, чем опора, работающая на сдвиг.

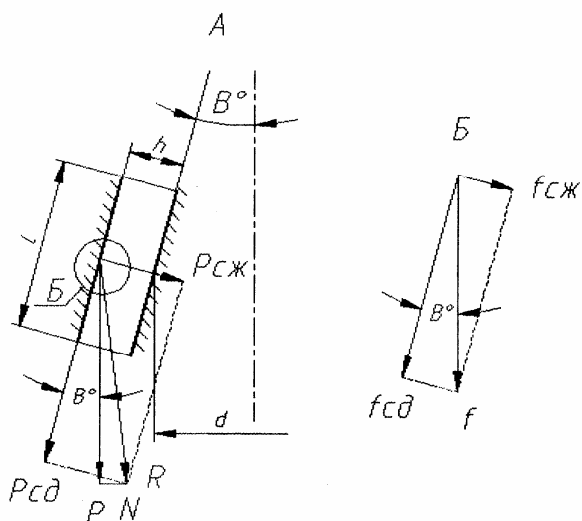
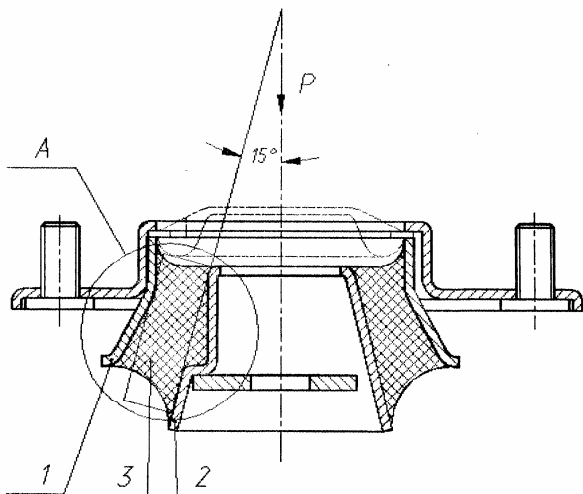


Рис. 1. Верхняя опора стойки амортизаторной и схема действия сил на ее упругие элементы (обозначения, не упомянутые в тексте: N – горизонтальная сила, вызванная конфигурацией и наклоном упругого элемента; R – результирующая сил P и N , одновременно являющаяся результирующей для сил $P_{сж}$ и $P_{сд}$; f – прогиб верхней опоры от действия осевого усилия P ; $f_{сж}$ и $f_{сд}$ – перемещения опорных поверхностей под действием сил, соответственно, $P_{сж}$ и $P_{сд}$; d – средний диаметр внутренней обоймы опоры)

Следует также учесть, что без учета различий в свойствах материалов УЭ (материалы одинаковы) опора с жесткой силовой характеристикой имеет меньшую площадь петли гистерезиса в сравнении с опорой, имеющей мягкую характеристику. В этих случаях «жесткая» опора при работе имеет меньший нагрев в сравнении с «мягкой» опорой. Следовательно «жесткая» опора будет более долговечна.

Из сказанного следует, что в целях улучшения работоспособности опор необходимо определять такой угол наклона УЭ B° , при котором в зависимости от конфигурации и свойств материала УЭ удовлетворял бы оптимальным условиям по эффективности демпфирования и долговечности работы кон-

рукции, т. е. при проектировании опоры следует конструктивно уравнивать за счет угла наклона УЭ действующие нагрузки сжатия и сдвига по предельно допускаемым нормальным и касательным напряжениям выбранного материала $[Q]_{сж}$ и $[T]_{сд}$.

Формула расчета угла B° для различных конфигураций опор, работающих при действии на них комбинированных нагрузок и отсутствии скольжения УЭ относительно обойм (привулканизированы), была получена и обоснована ранее в [3]:

$$B^\circ = \arctg \left[\frac{1}{3(1+4,67\Phi)} \frac{[Q]_{сж}}{[T]_{сд}} \right], \quad (1)$$

где Φ – фактор формы УЭ (отношение площади опорной поверхности к сумме площадей свободных поверхностей).

Из формулы (1) видно, что важными параметрами, влияющими на величину угла B° , а значит, и на работоспособность опор, и требующими своего оптимального (рационального) выбора, являются фактор формы Φ и характеристики материала УЭ, определяющие напряжения $[Q]_{сж}$ и $[T]_{сд}$. При этом следует учитывать изменение $[Q]_{сж}$ и $[T]_{сд}$ в зависимости от условий закрепления опорных поверхностей УЭ в опорах и видов нагрузок (статических или динамических) на УЭ, так как динамические касательные напряжения разных марок резин одной твердости отличаются друг от друга.

По различным опубликованным работам значения модулей упругости и напряжений для одних и тех же марок материалов, применяемых для изготовления УЭ опор, значительно отличаются друг от друга. Результаты проведенного анализа и обоснования этих параметров представлены в таблице. Табличные значения получены следующим образом. Сначала на основании ГОСТ 20403–75 определены модули упругости сжатия E по отношению к выбранным параметрам твердости резины H (JRHD). По известной формуле $E = 3G$ для каждого значения твердости найдены модули сдвига. Известно, что эта формула справедлива для стандартных образцов с незакрепленными торцами (скольжение резины при сжатии образцов по опорным поверхностям). При жестком же закреплении торцов стандартных образцов (без скольжения резины) модуль упругости на сжатие рассчитывался по приближенной формуле $E' = 6,5G$, хорошо согласующейся с экспериментальными данными.

Далее по известным формулам определялись:

– допускаемое статическое (динамическое) нормальное напряжение резиновых образцов, относящихся к деталям со свободными опорными поверхностями УЭ (прокладки, манжеты, буфера и т. п.):

$$[Q]_{ст(дин)} = [e]_{ст(дин)} * E,$$

где $[e]_{ст} = 0,5$ и $[e]_{дин} = 0,25$ – допускаемые, соответственно, статическая и динамическая относительные деформации сжатия резины у деталей со свободными опорными поверхностями УЭ;

– допускаемое статическое (динамическое) нормальное напряжение резиновых образцов, относящихся к деталям с закрепленными опорными поверхностями УЭ, т. е. привулканизированные к арматуре (подушки подвесок колес, сидений и т. п.):

$$[Q]'_{ст(дин)} = [e]'_{ст(дин)} * E',$$

где $[e]'_{ст} = 0,2$ и $[e]'_{дин} = 0,1$ – допускаемые, соответственно, статическая и динамическая относительные деформации сжатия резины у деталей с закрепленными опорными поверхностями УЭ;

– допускаемое статическое (динамическое) касательное напряжение, возникающее при сдвиге резины в деталях, изготовленных из синтетического сильнонаполненного каучука (индекс «т») или из синтетического малонаполненного (индекс «м») и натурального

каучуков (индекс «н») (резинометаллические шарниры, резиновые рессоры и т. п.):

$$[T]_{ст(дин)}^{т(м, н)} = [y]_{ст(дин)}^{т(м, н)} G,$$

где $[y]_{ст} = 0,5$ – допускаемая статическая деформация сдвига; $[y]_{дин}^т = 0,1$ – допускаемая динамическая деформация сдвига в деталях, изготовленных из сильнонаполненных резин синтетического каучука (твердость резины более 55 единиц JRHD) и $[y]_{дин}^{м, н} = 0,15$ – допускаемая динамическая деформация сдвига в деталях, изготовленных из малонаполненных резин синтетического каучука с твердостью менее 55 единиц JRHD или из резин натурального каучука любой твердости.

Параметры модулей упругости и допускаемых напряжений относительно показателей твердости резины

Параметр, МПа	Твердость Н(JRHD)					
	30	40	50	60	70	80
E	1,0	1,6	2,4	3,6	5,4	8,6
G	0,33	0,53	0,8	1,2	1,8	2,87
E'	2,15	3,45	5,2	7,8	11,7	18,7
$[Q]_{ст}$	0,5	0,8	1,2	1,8	2,7	4,3
$[Q]_{дин}$	0,25	0,4	0,6	0,9	1,35	2,15
$[Q]'_{ст}$	0,43	0,69	1,04	1,56	2,34	3,74
$[Q]'_{дин}$	0,22	0,35	0,52	0,78	1,17	1,87
$[T]_{ст}$	0,17	0,27	0,4	0,6	0,9	1,44
$[T]_{дин}^т$	0,03	0,05	0,08	0,12	0,18	0,29
$[T]_{дин}^{м, н}$	0,05	0,08	0,12	0,18	0,27	0,43

С помощью табличных данных по формуле (1) можно рассчитать оптимальные углы наклона УЭ для амортизационных деталей, работающих при комбинированных нагрузках. Табличные данные могут быть также пригодны на практике и для расчета по известным формулам других резинотехнических изделий: втулок, прокладок и др. Независимо от изменения резины по твердости отношения предельных напряжений сжатия $[Q]$ к сдвигу $[T]$ постоянны для одинаковых видов статических или динамических нагрузок. Следовательно, формулу (1) можно записать как

$$B^\circ = \arctg \left[\frac{K_n^i}{3(1 + 4,67\Phi)} \right], \quad (2)$$

где K_n^i – коэффициенты отношений предельных напряжений в деталях, которые работают при комбинированных только статических или только динамических нагрузках; n – индекс, характеризующий вид нагрузки; i – индекс, характеризующий условия соединения УЭ с арматурой и физико-химические показатели резины.

Для наглядности и облегчения нахождения угла наклона B° по заданному значению фактора формы УЭ были построены графические зависимости (рис. 2). При этом фактор формы варьировался от 0,25 до 4,0. Графические зависимости соответствуют: 1 – резиновые детали с незакрепленными опорными по-

верхностями УЭ, работающие при статических нагрузках, $K_{ст} = [Q]_{ст} / [T]_{ст} = 3$; 2 – детали с жестко закрепленными поверхностями, работающие при статических нагрузках, $K'_{ст} = [Q]'_{ст} / [T]_{ст} = 2,6$; 3 – детали, изготавливаемые из синтетических твердых резин (твердость более 55 единиц) с незакрепленными УЭ, работающие при динамических нагрузках, $K_{дин}^т = [Q]_{дин} / [T]_{дин}^т = 7,5$; 4 – детали из синтетических мягких (твердость менее 55 единиц) или натуральных (любой твердости) резин с незакрепленными УЭ, работающие при динамических нагрузках, $K_{дин}^м = [Q]_{дин} / [T]_{дин}^м = 5$; 5 – детали из синтетических твердых резин с закрепленными УЭ, работающие при динамических нагрузках, $K'^т_{дин} = [Q]'_{дин} / [T]_{дин}^т = 6,5$; 6 – детали из синтетических мягких или натуральных резин с закрепленными УЭ, работающие при динамических нагрузках, $K'^м_{дин} = [Q]'_{дин} / [T]_{дин}^м = 4,4$.

На графических зависимостях видно, что каждому значению фактора формы Φ соответствует определенный угол наклона УЭ, зависящий от параметров применяемых материалов и условий закрепления опорных поверхностей; для значений Φ более 3,5 в амортизационных резиновых деталях угол B° изме-

няется незначительно, т. е. детали работают практически на чистый сдвиг; для значений Φ менее 0,25 угол B° быстро возрастает (предельная величина наклона УЭ составляет примерно 60°), т. е. детали работают в основном на сжатие. Наиболее рациональные расчетные величины углов наклона УЭ существенно отличаются от рекомендуемого значения $B^\circ = 29^\circ$, упомянутого в начале статьи. Спроектированные и изготовленные с таким углом опоры могут работать с перенапряжением УЭ от сжимающих или сдвигающих сил, что проявится в дальнейшем при эксплуатации в недостаточной эффективности или долговечности их работы. Для устранения данных «скрытых» дефектов необходимо будет увеличивать размеры УЭ, что, в свою очередь, приведет к необоснованному увеличению материалоемкости всей конструкции.

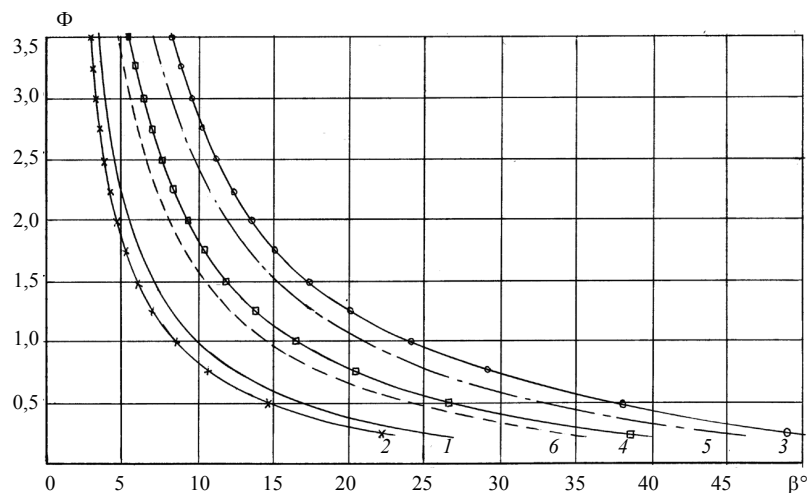


Рис. 2. Зависимости фактора формы упругого элемента от ее угла наклона для различных материалов и условий закрепления опорных поверхностей

Результаты теоретических и расчетных исследований были применены при проектировании верхней опоры легкового автомобиля ИЖ-2126. Первоначально при проектировании этой опоры в качестве прототипа была выбрана конструкция верхней опоры стойки амортизаторной автомобиля фирмы «Datsun». В качестве материала для изготовления УЭ была выбрана резина марки 7-ИРП-1346, имеющая твердость 45 единиц JRHD. Фактор формы такого вида УЭ опоры определялся по формуле $\Phi = l / (2h) = 0,93$, где $l = 45$ мм – ширина УЭ, $h = 24$ мм – высота УЭ. Опора работает при статических и динамических нагрузках. В связи с этим для нахождения угла B° на рис. 2 выбрана кривая 6 и по ней для $\Phi = 0,93$ определен угол $B^\circ = 14,5^\circ$. У реальной детали угол равен 12° . У изготавливаемых из этой мягкой резины с углом 12° опор вибропоглощающие свойства и долговечность при испытании в дорожных условиях в составе автомобиля оказались хорошими, но эта конструкция имеет существенный недостаток: из-за невысокой прочности резины и неправильного выбора угла наклона УЭ опора получилась громоздкой и тяжелой.

В дальнейшем в целях уменьшения массы узлов конструкции подвески была спроектирована новая опора. Для изготовления УЭ был выбран более прочный материал – резина марки 51-3060 (СКИ-3) твердостью 67 ± 3 единиц по JRHD. Высота и ширина УЭ

были выбраны из условия наиболее рациональной компоновки ($l = 40$ мм, $h = 13$ мм), что соответствует $\Phi = 1,54$. Новая опора стала иметь угол наклона УЭ $B^\circ = 15^\circ$, а по габаритам она получилась значительно меньших размеров ранее изготавливаемых опор типа «Datsun».

Изготовленные опытные образцы новых верхних опор показали хорошие результаты по демпфирующим свойствам, прочности и долговечности работы при стендовых и дорожных испытаниях. На основании изложенного можно рекомендовать использовать приведенные в статье результаты для практического их применения, т. е. использовать в расчетах при проектировании новых резинотехнических изделий и в частности для определения оптимальных углов наклона УЭ в силовых (амортизационных) деталях легковых автомобилей, работающих при действии на них комбинированных нагрузок.

Список литературы

1. Яворский Ю. Резина в автомобилях. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд., 1980. – 360 с.
2. Раймпель Й. Шасси автомобиля : Элементы подвески / пер. с нем. А. Л. Карпухина ; под ред. Г. Г. Гридасова. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. Касаткин Ю. В. Методика нахождения угла наклона упругого элемента амортизационных опор автомобилей // Каучук и резина. – 1994. – № 6. – С. 40–43.

Optimum Angle Calculation of Amortization Support Elastic Element Inclination

An approach to the operational characteristics increase of a car strut upper support is presented. The dependence of the elastic element configuration factor upon its inclination angle for various materials and conditions of fastening of the basic surfaces, allowing simplifying calculation of the suspension elastic element has been derived.

Key words: car, calculation, suspension, support.

УДК 681.5.015

К. Б. Сентяков, кандидат технических наук, Воткинский филиал Ижевского государственного технического университета
И. А. Давыдов, аспирант, Воткинский филиал Ижевского государственного технического университета
А. Н. Шельпяков, кандидат технических наук, Воткинский филиал Ижевского государственного технического университета

ОПЕРАТИВНАЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО ОБЪЕКТА

Рассмотрен метод реализации параметрической идентификации объекта управления по известным состояниям при ступенчатом воздействии. Приводятся некоторые результаты вычислительных экспериментов, реализующих данный метод.

Ключевые слова: идентификация объекта управления, вычислительный эксперимент.

Современные системы автоматического управления используют самые разнообразные принципы и алгоритмы управления. Во многих промышленных автоматических устройствах реализуется ПИД-закон регулирования с широтно-импульсной модуляцией управляющего воздействия. При этом имеется возможность проведения предварительной самонастройки для каждого конкретного объекта управления, которая заключается в определении оптимальных коэффициентов П-, И- и Д-составляющих регулятора. Эта процедура по своей сути является ничем иным как параметрической идентификацией динамического объекта. По идентифицированным параметрам объекта и вычисляются коэффициенты регулятора. При такой самонастройке на объект подается ступенчатый управляющий сигнал, и по завершении довольно длительного переходного процесса система вычисляет значения коэффициентов ПИД-регулятора. В теории автоматического управления такой метод называется методом временных характеристик [1, 2] – по переходной или импульсной характеристике. Часто самонастройка проходит в повторяющемся итерационном режиме, что еще больше увеличивает ее время.

Существуют ситуации, в которых необходимо идентифицировать объект управления до завершения переходного процесса или даже на самом начальном этапе переходного процесса. В некоторых адаптивных системах управления нестационарными объектами идентификация должна повторяться периодически для оперативной коррекции параметров регулятора.

Здесь рассматривается реализация параметрической идентификации динамического объекта при воздействии ступенчатым сигналом. При этом начальные условия, то есть «положение» и «скорость»

объекта на момент подачи воздействия могут быть любыми. Также необязательно завершение переходного процесса и достижение установившегося режима.

Предполагается наличие следующей априорной информации об объекте управления. Это одномерная линейная пропорциональная система, описываемая линейным неоднородным дифференциальным уравнением второго порядка такого вида [3]:

$$T_1 T_2 \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + (T_1 + T_2) \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = kx(t), \quad (1)$$

где t – время; $y(t)$ – функция от времени выходного сигнала – отклик объекта; $x(t)$ – функция от времени входного воздействия на объект; k – коэффициент пропорциональности; T_1 и T_2 – постоянные времени, определяющие инерционные свойства объекта.

Начальные условия предполагаются известными:

$$\begin{cases} y(0) = y_0, \\ y'(0) = y_{01}. \end{cases} \quad (2)$$

Решение такого уравнения при известном ступенчатом входном воздействии, равном некоторой условной единице, определяется как

$$y(t) = \frac{T_1(y_0 + T_2 y_{01} - k)e^{-\frac{t}{T_1}} - T_2(y_0 + T_1 y_{01} - k)e^{-\frac{t}{T_2}}}{T_1 - T_2} + k. \quad (3)$$

Задача идентификации формализуется в задачу аппроксимации участка экспериментальной динамической кривой функцией (3) и сводится к отысканию трех неизвестных параметров: