

темелі электрмен жабдықтау жүйесінде синусоидалы емес тәртіптерді зерттеу мақсатында тұрмыстық сектордағы тұтынушылардың ток сипаттамалары мен бейсызықты жүктемесі бар шағын станцияларды қосу арқылы әртүрлі зерттеулер жүргізуге болады. Мұнда жоғары гармониктердің қуатын сипаттайтын параметрлерді алу үшін осциллографмалары өндөлген. Нәтижесінде қуаттың шамасы ең жоғары гармоникаға дейін жетеді.

#### Әдебиеттер тізімі

1. Жежеленко И.В. Некоторые проблемы измерения и учёта электрической энергии / И.В. Жежеленко, А.М. Липский, Л.И. Коляда // Промышленная энергетика, 1979. - № 1. - С. 47-49.
2. Железко Ю.С. Выбор мероприятий по снижению потерь электрической энергии в электрических сетях. - М.: Энергоатомиздат, 1989. - 176 с.

Қабылданды 16.07.10

---

УДК 629.3.023.1

**Е.В. Гофман, А.А.Давыдов, А.А. Макенов**  
ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

#### ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПЛАВНОСТИ ХОДА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

При длительном нахождении в автотранспортном средстве из-за колебаний кузова у его пассажиров и водителя часто появляется чувство усталости, головокружение и другие нежелательные ощущения. Они наносят вред здоровью людей, снижают производительность труда водителей транспортных средств. Колебания кузова сказываются также на сохранности груза и самого транспортного средства. Поэтому одним из основных требований, которые предъявляются к современному автотранспортному средству, является максимальное повышение плавности хода и улучшение комфортабельности (удобства) движения.

Водитель транспортного средства и его пассажиры оценивают плавность хода субъективно на основе собственных ощущений. Ощущения людей и наступающее при этом утомление обычно связывают с ускорениями колебаний и их повторяемостью. Наиболее простым оценочным показателем плавности хода может служить частота собственных колебаний кузова. Экспериментально установлено, что условием хорошей плавности хода является совпадение величин собственных частот колебаний со средней частотой шагов (60...90 в мин.) человека, что соответствует 1,7...2,5 Гц [1].

Основными оценочными показателями плавности хода автотранспортных средств являются уровни вибронагруженности водителя, пассажиров, грузов и характерных элементов шасси и кузова транспортного средства. Оценка уровня вибронагруженности производится по средним квадратическим значениям ускорений колебаний (виброускорений) или скоростей колебаний (виброскоростей) в вертикальном направлении.

Для того чтобы обеспечить безопасность и комфортабельность движения автотранспортных средств, необходимо улучшать параметры упругих элементов подвески.

Принято считать, что кузов автотранспортного средства имеет шесть степеней свободы и может совершать шесть различных типов колебаний: линейные перемещения вдоль осей  $X$ ;  $Y$ ;  $Z$  и угловые перемещения вокруг осей  $X$ ;  $Y$  и  $Z$  (рис.1) [2, 3].

Из-за сложности исследования системы с шестью степенями свободы при расчете подвески автотранспортного средства обычно изучают только два вида колебаний его кузова, то есть рассматривают автомобиль как систему с двумя степенями свободы: линейные колебания вдоль оси  $Z$  и угловые колебания вокруг оси  $Y$ . Отмеченные типы колебаний имеют первостепенное значение для комфортабельности автотранспортного средства, поскольку именно они вызывают у его водителя и пассажиров наиболее болезненные ощущения. Все это обусловлено большой амплитудой и плохо переносимой направленностью, что, в конечном счете, вызывает повышенную утомляемость и существенно влияет на безопасность дорожного движения. При этом наиболее пагубное влияние оказывает галопирование.

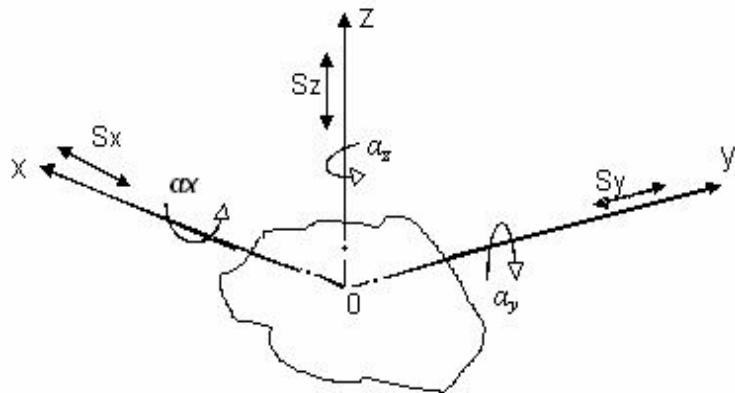


Рисунок 1 – Схема колебательной системы автотранспортного средства

Для определения положения центра упругости (ЦУ) рассмотрим стержень, который опирается на упругие элементы подвески (рис. 2).

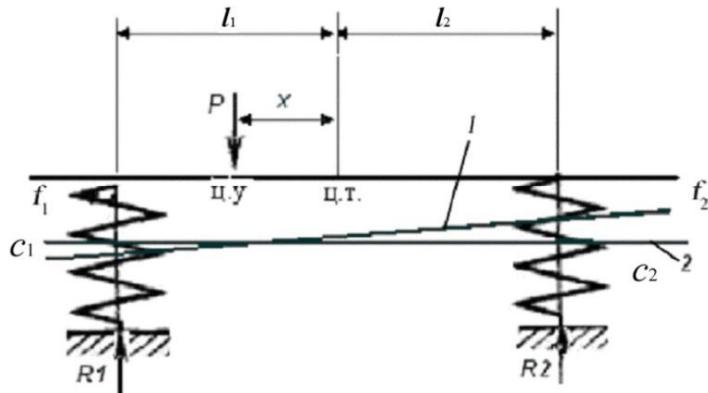


Рисунок 2 – Схема для определения положения ЦУ системы

Если возмущающая сила  $P$  приложена не к ЦУ, а в другой точке, то возникают линейные и угловые перемещения (положение стержня 1, рис. 2). Если же сила  $P$  приложена к ЦУ системы, то происходит только линейное перемещение (положение стержня 2, рис. 2). В последнем случае деформации упругих элементов равны  $f_1 = f_2$ , вследствие чего галопирование отсутствует.

Определим расстояние от центра тяжести (ЦТ) до её ЦУ  $x$ . Из условия равновесия стержня относительно ЦТ имеем [3]:

$$R_1 \cdot l_1 - P \cdot x - R_2 \cdot l_2 = 0, \quad (1)$$

где  $R_1$  и  $R_2$  – реакции опор.

$$\text{Решим данное уравнение относительно } x = (R_1 \cdot l_1 - R_2 \cdot l_2)/P. \quad (2)$$

Заменим реакции опор  $R_1 = c_1 \cdot f_1$  и  $R_2 = c_2 \cdot f_2$ , тогда получим

$$P = R_1 + R_2 = c_1 \cdot f_1 + c_2 \cdot f_2,$$

где  $c_1$  и  $c_2$  – жесткости упругого элемента.

Подставив в уравнение (2) найденные значения  $R_1$ ,  $R_2$  и  $P$ , находим

$$x = (c_1 \cdot f_1 \cdot l_1 - c_2 \cdot f_2 \cdot l_2)/(c_1 \cdot f_1 + c_2 \cdot f_2).$$

При отсутствии галопирования  $f_1 = f_2$ , следовательно

$$x = (c_1 \cdot l_1 - c_2 \cdot l_2)/(c_1 + c_2).$$

Если расстояние от ЦТ системы до её центра упругости равно нулю, то есть плечо  $x = 0$  ЦТ совпадает с ЦУ, то можно записать

$$x = (c_1 \cdot l_1 - c_2 \cdot l_2)/(c_1 + c_2) = 0.$$

$$\text{Тогда } c_1 \cdot l_1 = c_2 \cdot l_2 \text{ или } c_1/c_2 = l_2/l_1. \quad (3)$$

С другой стороны указанные расстояния  $l_1$  и  $l_2$  можно выразить через вес автотранспортного средства, который распределяется на переднюю ось  $G_1$  и заднюю ось  $G_2$ , и его базу  $L$

$$l_1 = (G_2 \cdot L/G), \text{ а } l_2 = (G_1 \cdot L/G).$$

С учетом этого уравнение (3) может быть записано в следующем виде

$$c_1/c_2 = G_1/G_2. \quad (4)$$

Следовательно, жесткости упругих элементов подвески необходимо выбирать таким образом, чтобы они были обратно пропорциональны расстояниям от ЦТ до передней и задней осей автомобиля или прямопропорциональны его весу, который приходится на переднюю и заднюю оси. Тогда при одинаковых прогибах передней ( $f_1$ ) и задней подвесок ( $f_2$ ) кузов транспортного средства будет перемещаться вертикально без галопирования.

Оптимизация показателей плавности хода автотранспортных средств может осуществляться по двум основным направлениям: на стадии проектирования и в условиях эксплуатации.

На стадии проектирования, как правило, осуществляется определение оптимальных параметров упругих элементов подвески. В качестве примера нами была проведена проверка упругих элементов подвески автомобиля ВАЗ-2109 на соответствие их характеристик необходимой плавности хода (табл. 1).

При расчете подвески на прочность определяются жесткость, прогибы и напряжения в упругих устройствах, которые испытывают наибольшие динамические нагрузки из всех устройств подвески во время движения автотранспортного средства по неровной дороге [4, 5].

Таблица 1

Исходные данные для расчета упругих элементов подвески автомобиля ВАЗ-2109

Наименование упругого элемента	Наименование показателя				
	наружный диаметр	внутренний диаметр	диаметр прутика	рабочее число	средний диаметр

	пружины $D_n$ , м	пружины $d_e$ , м	пружины $d_n$ , м	витков $n$	пружины $D_{cp}$ , м
передняя пружина	0,151	0,9	0,0135	7,5	0,1205
задняя пружина	0,108	0,85	0,0113	11,5	0,0965

При расчете жесткости пружины используем формулу

$$c = (G \cdot d_n^4) / (8 \cdot n \cdot D_e^3), \quad (5)$$

где  $G$  – модуль сдвига (для стали  $G=8\dots9 \cdot 10^4$  МПа);

$d_n$  – диаметр прутка пружины;

$n$  – рабочее число витков;

$D_e$  – средний диаметр пружины.

Определяем жесткость передней пружины

$$c_1 = (8 \cdot 10^{10} \cdot 0,0135^4) / (8 \cdot 7,5 \cdot 0,1205^3) = 25311,19 \text{ Н/м};$$

задней пружины

$$c_2 = (8 \cdot 10^{10} \cdot 0,0113^4) / (8 \cdot 11,5 \cdot 0,0965^3) = 15777,34 \text{ Н/м.}$$

Затем выполним расчет напряжения кручения пружины по формуле

$$\tau_{kp} = (8 \cdot D_{cp} \cdot P_p) / (\pi \cdot d^3), \quad (6)$$

где  $P_p$  – нагрузка, передаваемая на пружину.

Величина напряжения кручения передней пружины равна

$$\tau_{kpl} = (8 \cdot 0,1205 \cdot 337,5) / (3,14 \cdot 0,0135^3) = 42113356,57 \text{ Па} = 42,1133 \text{ МПа};$$

задней пружины

$$\tau_{kp2} = (8 \cdot 0,0965 \cdot 332,5) / (3,14 \cdot 0,0113^3) = 56655747,18 \text{ Па} = 56,6557 \text{ МПа.}$$

Результаты расчетов показывают, что передняя и задняя пружины имеют достаточный запас прочности (напряжения кручения не превышают допустимых напряжений  $\tau_{kp} = 700\dots900$  МПа) и соответствуют данному типу автомобиля.

Далее проверим выполнение соотношения (4).

Вес автомобиля, приходящийся на передние пружины, равен  $G_1=675$  кг, а вес автомобиля, приходящийся на задние пружины, равен  $G_2=665$  кг.

Определяем соотношение параметров жесткости и веса

$$0,253/0,141=665/675,$$

откуда следует, что оно не соблюдается.

Чтобы получить оптимально возможную плавность хода, необходимо изменить параметры упругих элементов подвески, которые определяют жесткости последних. В данном случае упругими элементами являются пружины, жесткость которых зависит от нескольких параметров (диаметр проволоки, средний диаметр витка, количество витков и материал, из которого изготовлены пружины).

Вначале определим жесткость  $c_{1n}$ , которая обеспечивает соблюдение пропорции,

$$c_{1n} / 15777,34 = 665/675; c_{1n} = 15777,34 \cdot 665/675 = 15543,6 \text{ Н/м.}$$

Затем рассчитаем необходимое количество витков передней пружины

$$n_{1n} = (G \cdot d_n^4) / (8 \cdot c_{1n} \cdot D_{cp}^3) = (8 \cdot 10^{10} \cdot 0,0135^4) / (8 \cdot 15543,6 \cdot 0,1205^3) = 12,2.$$

Рассчитаем жесткость  $c_{2n}$ , которая необходима для соблюдения пропорции,

$$25311,19/c_{2n} = 665/675; c_{2n} = 25311,19 \cdot 675/665 = 25691,8 \text{ Н/м.}$$

При подстановке  $c_{2n}$  необходимое количество витков задней пружины будет равно

$$n_{2n} = (G \cdot d_n^4) / (8 \cdot c_{2n} \cdot D_{cp}^3) = (8 \cdot 10^{10} \cdot 0,0135^4) / (8 \cdot 25691,8 \cdot 0,1205^3) = 7,61.$$

Решить поставленную задачу, изменения только один из перечисленных параметров упругого элемента подвески, представляется практически невозможным. Поэтому наиболее приемлемым является вариант решения, при котором изменяются два параметра, а имен-

но: диаметр проволоки и количество витков пружины.

На стадии эксплуатации, как правило, выполняется подбор упругих элементов подвески на автотранспортные средства, которые сняты с производства или не имеют оригинальных запасных частей. С учетом категории автотранспортного средства и разновидности его подвески необходимо выполнить расчеты по проверке характеристик упругого элемента, которые отвечают необходимым требованиям плавности хода.

В качестве примера нами была проведена проверка упругих элементов подвески автомобиля ГАЗ-330210 «Газель» (1995 года выпуска) на соответствие их характеристик необходимой плавности хода (табл. 2).

Таблица 2

*Исходные данные для расчета упругих элементов подвески  
автомобиля ГАЗ-330210 «Газель» (1995 года выпуска)*

Наименование упругого элемента	Наименование показателя			
	длина рессоры $l$ , м	ширина листа $b$ , м	толщина листа $h$ , м	количество листов $n$
передняя рессора	1,5	0,075	0,008	4
задняя рессора	1,5	0,075	0,008	5
подрессорник	1,1	0,075	0,008	3

Вес автомобиля, приходящийся на передние рессоры, равен  $G_1 = 1155$  кг, вес автомобиля, приходящийся на задние рессоры, равен  $G_2 = 2345$  кг.

Величину нагрузки на листовую рессору определяем по формуле

$$P_p = R_z - 0,5 \cdot G_{н.м.} \quad (7)$$

$$P_p = 5660 - 0,5 \cdot 70 \cdot 9,8 = 5317 \text{ Н.}$$

Для расчета жесткости рессоры используем формулу

$$c_p = (E \cdot n \cdot b \cdot h^3) / (4 \cdot \delta \cdot l^3), \quad (8)$$

где  $E$  – модуль упругости при растяжении (для стали  $E=2,1 \cdot 10^6 \text{ МПа}$ );

$n$  – количество листов;

$b$  – ширина листа;

$h$  – толщина листа;

$\delta$  – коэффициент прогиба рессоры ( $\delta = 1,25 \dots 1,40$ );

$l$  – длина рессоры.

Определим жесткость передней рессоры

$$c_{pn} = (2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4 \cdot 0,075 \cdot 0,008^3) / (4 \cdot 1,32 \cdot 1,5^3) = 18101,01 \text{ Н/м.}$$

Затем выполним расчет прогиба пружины по следующей формуле

$$f_p = (4 \cdot \delta \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot P_p) / (E \cdot n \cdot b \cdot h^3 \cdot l), \quad (9)$$

где  $l_1$  и  $l_2$  – плечи изгиба.

Величина прогиба передней пружины равна

$$f_{pn} = (4 \cdot 1,32 \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot 5317) / (2,1 \cdot 10^{12} \cdot 4 \cdot 0,075 \cdot 0,008^3 \cdot 1,5) = 0,03249 \text{ м.}$$

Рассчитаем напряжение изгиба рессоры по формуле

$$\sigma_{изг} = (6 \cdot l_1 \cdot l_2 \cdot P_p) / (l \cdot n \cdot b \cdot h^2), \quad (10)$$

где  $P_p$  – нагрузка, передаваемая на рессору.

Величина напряжения изгиба передней рессоры равна

$$\sigma_{изг} = (6 \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot 5317) / (1,5 \cdot 4 \cdot 0,075 \cdot 0,008^2) = 620316666,7 \text{ Па} = 620,316 \text{ МПа.}$$

Далее мы аналогично выполняем расчет прочности задней рессоры.

Результаты расчетов показывают, что передняя и задняя рессоры имеют достаточный

запас прочности (напряжения изгиба не превышают допустимых напряжений  $\sigma_{изг} = 800 \dots 1000$  МПа) и соответствуют данному типу автомобиля.

Соотношение параметров жесткости и расстояния от моста до центра тяжести находим из пропорции  $c_1/c_2 = l_2/l_1$ .

Чтобы найти расстояния от мостов до центра тяжести, необходимо знать базу автомобиля.

Допустим, что  $l_1 = L - l_2$ , тогда  $c_1/c_2 = l_2/(L - l_2)$ .

Из данного уравнения следует, что  $l_2 = c_1 \cdot L / (c_1 + c_2)$ .

Находим величину  $l_2 = 18101,01 \cdot 2,9 / (57050,13 + 18101,01) = 0,70$  м, тогда  $l_1 = 2,9 - 0,70 = 2,20$  м.

Подставляем полученные значения в пропорцию (3)

$$18101,01 / 57050,13 = 0,70 / 2,20.$$

Необходимо отметить, что соотношение выполняется.

С целью получения оптимальных характеристик упругих элементов подвески, которая обеспечивает защиту автотранспортного средства от динамических воздействий дороги и сводит колебания и вибрации к приемлемому уровню, а также исключает пагубное воздействие его колебаний на организм человека (явление галотирования), нами разработана программа автоматизированного расчета подвески автомобилей [6, 7].

При запуске программы на экране компьютера появляется окно формы «Загрузка».

После его загрузки появляется окно формы «Главное меню» программы (рис. 3), в котором приведены четыре основных типа упругих элементов, устанавливаемых на современных автомобилях.

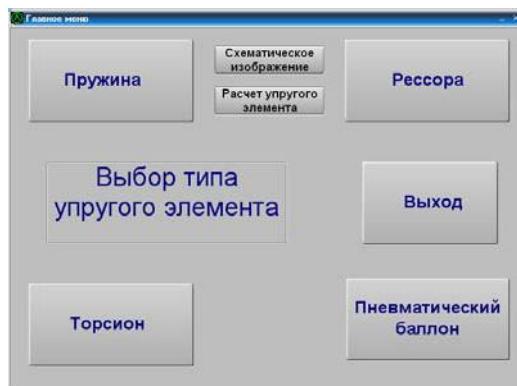


Рисунок 3 – Главное меню программы

Выбор одного из этих упругих элементов позволяет ознакомиться со схематическим его изображением и с основными расчетными формулами. Кнопки «Схематическое изображение» и «Расчет упругого элемента» всплывают при наведении курсора на поле выбора упругого элемента подвески. Кнопка «Схематическое изображение» содержит схематическое изображение упругого элемента с расшифровкой всех основных параметров. При нажатии кнопки «Расчет упругого элемента» всплывает окно, которое позволяет ознакомиться с расчетными формулами, ввести значения необходимых исходных данных и получить результаты расчета (рис. 4).

Упругие элементы «Торсион» и «Пневматический баллон» используются в подвесках современных автомобилей крайне редко, однако нами в программе предусмотрен расчет

жесткости данных упругих элементов.

Использование данной программы позволяет производить оптимизацию параметров упругих элементов подвески автотранспортных средств, что будет способствовать повышению плавности хода и улучшению комфортабельности движения в эксплуатационных условиях.

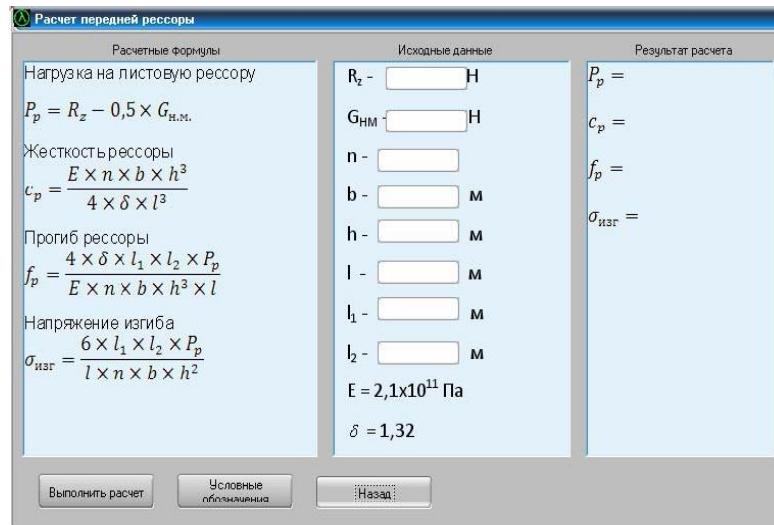


Рисунок 4 – Фрагмент окна «Расчет передней рессоры»

#### Список литературы

1. Афанасьев Л.Л. Конструктивная безопасность автомобиля / Л.Л. Афанасьев, А.Б. Дьяков, В.А. Иларионов. – М.: Машиностроение, 1983. – 215 с.
2. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
3. Литвинов А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 237 с.
4. Осепчугов В.В. Автомобили: Анализ конструкций, элементы расчета / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
5. Вахламов В.К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета. – М.: ИЦ «Академия», 2006. – 480 с.
6. Макенов А.А. Автоматизированный расчет показателей плавности хода автомобиля / А.А. Макенов, А.А. Давыдов // Математическое моделирование и информационные технологии в образовании и науке: Материалы III Междунар. науч.-метод. конф., 29 сентября-2 октября 2005 г. – Алматы: КазНПУ им. Абая, 2005. – Т.2. – С.17-21.
7. Гофман Е.В. Оптимизация показателей плавности автотранспортных средств / Е.В. Гофман, А.А. Макенов, А.А. Давыдов // Студент и транспортная наука: Векторы инновационного развития: Материалы XXXIII Респ. студ. науч.-практ. конф., 20-24 апреля 2009 г. – Алматы: КазАТиК, 2009. – Т.2. – С.74-77.

Получено 22.06.10

УДК 625.7.084

**М. В. Дудкин, С. В. Речицкий**  
ВКГТУ, г. Усть-Каменогорск

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ЗАВИСИМОСТЕЙ МЕЖДУ ПАРАМЕТРАМИ КАТКА  
С МЕСТНОЙ ДЕФОРМАЦИЕЙ ВАЛЬЦА И ХАРАКТЕРИСТИКАМИ УПЛОТНЯЕМОГО  
ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНОГО МАТЕРИАЛА**