

М124909

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

— — —
Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Инженер ВЛАДЫКИН Н. Г.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ
ДВИЖЕНИЯ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ
С ВЯЗКО-УПРУГИМ ЗАКРЕПЛЕНИЕМ КУЗОВА
НА РАМЕ ШАССИ**

(05.195. Автомобили и тракторы)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана.

Научные руководители:

доктор технических наук, проф. В. А. Светлицкий,
кандидат технических наук, доцент Ф. Р. Геккер.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Н. Ф. Бочаров,
к. т. н., старший научный сотрудник В. М. Семенов.

Ведущее предприятие — указано в решении Ученого Совета.

Автореферат разослан «...» 1971 г.

Защита диссертации 1971 г.
на заседании Учен. совета
факультета МВТУ

Отзывы в диссертацию
Москва, Б-5, 2-й этаж

С диссертацией
им. Баумана.

M124909

Учен.
кан

бюв



1124909

Владыкин Н.Г. Исследования

Создание материально-технической базы коммунизма требует повышения надёжности и долговечности транспортных машин. В особенности это относится к автомобилям повышенной проходимости, которые эксплуатируются в основном на дорогах плохого качества.

Кроме автомобилей общего назначения значительную часть автомобильного парка Советского Союза занимают подвижные средства специального назначения: подвижные геолого-разведочные станции, ремонтно-технические мастерские, электростанции и др.

Использование серийных трехосных шасси грузовых автомобилей под монтаж специальных кузовов и оборудования может изменить динамические параметры этих автомобилей. Специальные кузова фургонного типа обладают повышенной жесткостью на кручение по сравнению с бортовыми кузовами общего назначения, что приводит к ограничению закручивания рамы шасси на участке, расположенном под кузовом. В результате этого увеличиваются эксплуатационные напряжения в элементах несущей конструкции рамы шасси и кузова. Для обеспечения более благоприятных условий нагружения рамы автомобиля и кузова и выравнивания динамических нагрузок, передающихся от рамы к кузову, в последнее время стали устанавливаться амортизаторы между кузовом и рамой шасси, т.е. вводится вторичное поддрессирование кузова на шасси автомобиля.

Целью настоящей работы является определение рациональных характеристик амортизаторов крепления кузова к раме шасси грузового автомобиля.

При этом решаются следующие задачи:

1. Разработка методики расчёта пространственных колебаний автомобиля с вторичным поддрессированием кузова при его движении по реальным дорогам.
2. Расчётное и экспериментальное определение параметров дина-

мической системы.

3. Исследование влияния характеристик вторичного поддрессирования кузова на параметры плавности хода и динамические напряжения, возникающие в элементах несущей системы автомобиля.

Работа состоит из четырёх глав с введением и выводами.

Во введении дается краткий обзор отечественной и зарубежной литературы по вопросам плавности хода и прочности несущих систем автомобиля и проводится выбор метода теоретического исследования динамических параметров автомобиля.

Автомобиль, движущийся по неровной дороге, представляет собой многомассовую динамическую систему, имеющую ряд нелинейных звеньев и находящуюся под действием случайных возмущений. При достаточно обоснованном выборе коэффициентов линеаризации системы, эквивалентной автомобилю, большой круг задач, связанных с динамикой его движения, может решаться в линейной постановке. Такой подход значительно упрощает исследование, особенно при рассмотрении многомассовой системы и при учете случайного характера дорожного воздействия. В этом случае наиболее приемлемым является спектральный метод, используемый в работах А.А.Силаева, И.Г.Пархиловского, Н.Н.Яценко, В.Б.Проскуракова и др. авторов.

Из работ, посвященных теоретическому исследованию прочности и жесткости несущих систем (рам автомобилей), рассмотрены работы Н.Ф.Бочарова, П.И.Сорокина, *Hanke*, И.Н.Дойча, М.Н.Закса. Необходимость учёта взаимодействия жёсткого кузова и податливой на кручение рамы потребовало разработки новой методики расчёта, основной особенностью которой является учет изгиба лонжеронов рамы шасси при закручивании системы кузов-шасси.

В первой главе проводится выбор линейной динамической системы, эквивалентной автомобилю, составляются уравнения движения и дается методика определения частотных и вероятностных характеристик параметров движения автомобиля.

Принятая пространственная динамическая модель соответствует трехосному автомобилю с жестким кузовом, закрепленным к раме шасси на десяти вязко-упругих амортизационных узлах, и имеет 13 степеней свободы. Рама шасси считается жесткой на

изгиб и податливой на кручение, кузов принят абсолютно жестким.

Пренебрежение незначительной асимметрией автомобиля относительно продольной вертикальной плоскости позволило расщепить полную систему дифференциальных уравнений движения на две независимых системы:

$$M_j \ddot{\bar{x}}_j + A_j \dot{\bar{x}}_j + B_j \bar{x}_j = D_j \dot{\bar{u}}_j + G_j \bar{u}_j \quad (j=1, 2). \quad (I)$$

Первая система семи уравнений ($j = 1$) описывает продольно-вертикальные колебания, вторая система шести уравнений ($j = 2$) описывает поперечно-угловые колебания. В уравнениях (I) M_j - диагональные матрицы инерционных коэффициентов, A_j , D_j - матрицы коэффициентов линейного трения в системе и шинах соответственно, B_j , G_j - матрицы коэффициентов жесткости системы и шин, $\bar{x}_j$ - векторы обобщенных координат системы.

Для определения коэффициентов матриц жесткости B_j используется метод перемещений, т.е. некоторой массе дается единичное перемещение при жестком закреплении всех остальных масс. При этом главный коэффициент жесткости равен обобщенной силе, необходимой для перемещения незакрепленной массы, а побочные коэффициенты жесткости соответствуют реакциям связей, наложенным на остальные массы.

Группа коэффициентов жесткости системы, описывающей поперечно-угловые колебания и состоящей из кузова, амортизаторов и рамы шасси, определялась из условия минимума полной потенциальной энергии соответствующей упругой системы. При этом учитывался изгиб лонжеронов рамы, форма упругой оси которых задавалась в виде полинома второй степени. Экспериментальные исследования на стенде, изготовленном для испытания поддрессоренных частей автомобиля на кручение, подтвердили состоятельность методики определения жесткости системы кузов-шасси.

Решение систем уравнений (I) при стационарном гармоническом возмущении

$$\bar{u}_1 = (e^{i\omega t}, e^{i\omega(t-\tau_1)}, e^{i\omega(t-\tau_2)}, 0, 0, 0, 0), \quad (2a)$$

$$\bar{u}_2 = (e^{i\omega t}, e^{i\omega(t-\tau_1)}, e^{i\omega(t-\tau_2)}, 0, 0, 0), \quad (2б)$$

имеется в виде

$$\bar{x}_j = \bar{Z}_j e^{i\omega t}. \quad (8)$$

В выражениях (2а), (2б) и (3) $\tau_1 = \frac{L-l}{V}$, $\tau_2 = \frac{L+l}{V}$ - интервалы запаздывания воздействия на задние колеса автомобиля по отношению к передним (L - база автомобиля, $2l$ - база балансирной тележки, V - скорость движения).

$\bar{Z}_j = \bar{X}_j + i\bar{Y}_j$ - вектор комплексных амплитуд обобщенных координат.

Подставляя выражение (3) в уравнение (1), получим систему алгебраических уравнений относительно $\bar{X}_j$, $\bar{Y}_j$:

$$(B_j - \omega^2 M_j) \bar{X}_j - \omega A_j \bar{Y}_j = \bar{V}_j(\omega), \quad (4)$$

$$\omega A_j \bar{X}_j + (B_j - \omega^2 M_j) \bar{Y}_j = \bar{W}_j(\omega),$$

где $\bar{V}_j(\omega)$ и $\bar{W}_j(\omega)$ определяются из векторного равенства

$$(\bar{V}_j + i\bar{W}_j) e^{i\omega t} = (G_j \ddot{u} + D_j \dot{u}). \quad (5)$$

Приведенная методика решения систем дифференциальных уравнений оказалась удобной для исследования колебаний сложных динамических моделей.

В дальнейшем для исследования стационарного движения автомобиля по дорогам, имеющим гармонический профиль, используются частотные характеристики параметров движения (или амплитудно-частотные характеристики). Для некоторого параметра q частотная характеристика определяется через компоненты вектора комплексных амплитуд $\bar{Z}_{jk}(\omega)$:

$$q_j(\omega) = \sum_{k=1}^n c_{jk}(\omega) Z_{jk}(\omega), \quad (6)$$

где $c_{jk}(\omega)$ - коэффициенты линейной связи, n - порядок системы.

При исследовании движения автомобиля с постоянной скоростью по однородным участкам "реальных дорог" применяется спектральный метод. Для учета воздействия дороги принимаются спектральные плотности ее продольного $S_h(\omega)$ и поперечного профиля $S_p(\omega)$ и взаимная спектральная плотность $S_{hp}(\omega)$.

Зависимость спектральной плотности "выхода" линейной дина-

мической системы $S_q(\omega)$ от спектральной плотности "выхода" $S_h(\omega)$, $S_\psi(\omega)$ и $S_{h\psi}(\omega)$ имеет вид:

$$S_q(\omega) = |Q_1|^2 S_h(\omega) + |Q_2|^2 S_\psi(\omega) + [Q_1 Q_2^* + Q_1^* Q_2] S_{h\psi}(\omega), \quad (7)$$

где Q_1 , Q_1^* и Q_2 , Q_2^* — комплексно-сопряженные частотные характеристики "выхода". По известной спектральной плотности выходного параметра определялся его стандарт

$$\langle q \rangle = \sqrt{\int_0^\infty S_q(\omega) d\omega}. \quad (8)$$

Спектральные плотности микропрофиля выбранных в соответствии с условиями эксплуатации автомобиля дорог: разбитого булыжного шоссе и грунтовой дороги аппроксимировались выражением

$$S(\omega) = \frac{2D}{\pi} \left[\gamma_1 \frac{\omega^2 + \alpha_1^2 + \beta^2}{(\omega^2 + \alpha_1^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha_1^2 \beta^2} + \gamma_2 \frac{\alpha_2}{\omega^2 + \alpha_2^2} \right]. \quad (9)$$

Определение длины статистически представительных участков дорог проводилось по стабилизации дисперсии функции их микропрофиля. Малое значение коэффициентов корреляции между функциями продольного и поперечного микропрофиля дорог позволило пренебречь членом, содержащим $S_{h\psi}(\omega)$ в выражении (7).

Расчеты проводились на ЭЦВМ УРАЛ-4, выражения (6) формировались после решения системы уравнений (4), система (4) решалась при дискретных значениях ω с шагом $\Delta\omega = 0,5$ 1/сек для ряда значений параметров $\mathcal{U}$. Интегрирование выражения (7) проводилось методом трапеций, верхний предел интегрирования выбирался из условий сходимости интегральной суммы.

Во второй главе проводится исследование параметров плавности хода автомобиля Урал-375 с "жестким" креплением кузова к раме шасси. При этом рассматривается динамическая модель, где кузов и подрессоренная масса шасси представляет собой одно целое, имеющая 5+5 степеней свободы.

С целью определения возможных резонансных режимов при движении автомобиля и проверки правильности выбора параметров расчетной схемы вычисляются частоты свободных колебаний как для

полной системы, так и для упрощенных двухмассовых парциальных систем.

При исследовании установившегося движения автомобиля по дорогам, имеющим гармонический профиль, использовались амплитудно-частотные характеристики следующих параметров движения: вертикального ускорения центра тяжести поддрессоренных масс и центра тяжести кузова, угловых ускорений кузова в продольно-вертикальной и в поперечно-вертикальной плоскостях, перемещения колес относительно поддрессоренных масс и частотная характеристика перемещений колес относительно дороги.

В процессе исследования проводилось уточнение значений коэффициентов демпфирования в шинах и рессорах линеаризованной динамической модели путем сравнения расчетных амплитудно-частотных характеристик параметров движения с результатами эксперимента.

При расчете колебаний автомобиля линейная теория приемлема в случае отсутствия стрывов колес от дороги и ударов мостов об ограничители хода (пробоев подвесок). Поэтому определялись диапазоны скоростей, при которых перемещения колес относительно дороги и относительно поддрессоренных масс не превышают допустимого уровня. При этом условии расчетные амплитудно-частотные характеристики параметров движения достаточно хорошо согласуются с результатами эксперимента, проведенного на ряде участков дорог, имеющих гармонический профиль.

На реальных дорогах определялись стандарты вертикальных ускорений центра тяжести поддрессоренных частей шасси, угловых ускорений кузова в продольно-вертикальной и поперечно-вертикальной плоскостях и углов закручивания рамы шасси при различных скоростях движения автомобиля. Проводилась также оценка числа отрывов колес от дороги и пробоев подвесок с помощью формулы Райса, позволяющей определить среднее число выбросов случайной функции за заданный уровень.

Полученные результаты подтвердили возможность применения линейной теории при исследовании движения автомобиля по реальным дорогам.

В третьей главе проводится исследование влияния характеристик линейных амортизаторов, установленных между кузовом и рамой шасси, на параметры плавности хода и на нагрузки и напряжения,

возникающие в элементах несущей системы при движении автомобиля по дорогам, имеющим гармонический профиль и по реальным дорогам. Проводится выбор рациональных коэффициентов жесткости C_n и демпфирования α_n амортизаторов, исходя из следующих требований:

1. Снижение динамических напряжений в элементах рамы шасси и кузова.

2. Обеспечение уровней ускорений кузова, не больших, чем при "жестком" креплении кузова к раме шасси.

3. Ограничение ходов амортизаторов до пределов, допустимых компоновкой автомобиля.

В целях исследования принципиальных возможностей вторичного поддрессоривания объектов на линейных амортизаторах при условии, что масса вторично поддрессоренного объекта m_2 равна массе вибрирующего основания m_1 на первом этапе анализировалась двухмассовая система. Масса m_1 , эквивалентная шасси автомобиля, находилась под действием кинематического возмущения через пружину K_1 и демпфер β_1 , представляющего собой в первом случае стационарное гармоническое возмущение, а во втором случае — неограниченный "белый шум". Варьирование коэффициентами жесткости

K_2 и демпфирования β_2 упругого и гасящего элементов, установленных между массами m_1 и m_2 , позволило заключить следующее. Вторичная подвеска должна удовлетворять двум противоречивым требованиям, для уменьшения ускорения масс m_1 и m_2 при фиксированном значении безразмерного коэффициента демпфирования $\psi_2 = \beta_2 / 2 \sqrt{K_2 / m_2}$ требуется уменьшить жесткость K_2 , для уменьшения хода вторичной подвески, наоборот, требуется повышение ее жесткости. Введение сильного демпфирования β_2 приводит к резкому снижению как ускорений масс m_1 и m_2 , так и перемещений во вторичной подвеске. Варьируя значениями коэффициентов жесткости K_2 и демпфирования β_2 , можно найти их соотношение, обеспечивающее заданный уровень ускорений при допустимых ходах вторичной подвески.

Исследование полной колебательной системы автомобиля с вязко-упругим креплением кузова к раме шасси состояло в проведении серии расчетов на ЭЦВМ при варьировании коэффициентами линейного трения амортизаторов в пределах $\alpha_n = 5 + 20$ гс сек/см и коэффициентами жесткости $C_n = 200 + 1500$ кг/см. В результате

расчетов получены кривые зависимости амплитуд при движении по дорогам, имеющим гармонический профиль и кривые зависимости стандартов при движении по реальным дорогам от скорости движения автомобиля для вертикальных ускорений кузова $\ddot{y}_k$, углового ускорения кузова в продольно-вертикальной и поперечно-вертикальной плоскостях $\ddot{\theta}_k$, $\ddot{\varphi}_k$ угла закручивания рамы φ_p и хода I и 5 амортизаторов δ_1 и δ_5 . Кроме того, определялись напряжения в опасной точке сечения лонжерона рамы шасси B_p (между кузовом и кабиной) и в поперечной балке основания кузова B_k .

Для определения напряжений в заданных элементах конструкции рассматриваются статически неопределимые системы, где учитывается совместная работа рамы шасси, амортизаторов, основания и каркаса кузова, которые нагружены силами инерции, полученными из решения динамической задачи. Рассмотрение динамической системы в линейной постановке позволяет воспользоваться принципом независимости действия сил, т.е. рассматривать внутренние силовые факторы в заданных сечениях элементов конструкции от каждого вида инерционного воздействия независимо друг от друга, а затем их суммировать. В процессе исследования проведена сравнительная оценка долговечности рамы шасси по наиболее опасному сечению лонжерона в зависимости от параметров амортизационных узлов. Для проведения расчетов была использована формула В.В.Болотина, позволяющая определить накопленную повреждаемость при стационарном случайном процессе нагружения.

Анализ приведенных результатов показал, что уменьшение жесткости амортизаторов приводит к заметному снижению уровня напряжений в элементах несущей конструкции автомобиля. При этом параметры плавности хода изменяются незначительно и заметно увеличиваются хода амортизаторов.

Увеличение демпфирования в амортизаторах вызывает снижение уровня напряжений в элементах несущей конструкции и улучшает показатели плавности хода автомобиля при некотором уменьшении перемещений в амортизаторах.

В таблице I приведены значения стандартов расчетных параметров при движении по булыжному шоссе со скоростью 36 км/час для различных вариантов сочетаний коэффициентов жесткости C_n и демпфирования α_n в амортизаторах.

Таблица I

C_n [кг/см]	α_n [кгсек/см]	C_p [кг/см ²]	C_k [кг/см ²]	$\ddot{y}_k$ [м/сек ²]	δ_i [см]
200	10	-	80	4,00	1,85
500	10	220	125	4,30	0,75
500	20	165	-	3,80	0,58
1000	10	280	145	4,50	0,55

Исходя из заданного допустимого хода амортизатора - 2 см (в одну сторону) для автомобиля Урал-375 с кузовом фургонного типа при допустимой вероятности пробоя амортизатора 0,05% при движении по булыжному шоссе со скоростью 36 км/час, необходимо обеспечить значение стандарта хода первого амортизатора $\delta_i = 0,57$ см, что соответствует $C_n = 500$ кг/см при $\alpha_n = 20$ кгсек/см. Для обеспечения той же вероятности пробоя амортизатора при движении по грунтовой дороге со скоростью 30 км/час необходимо обеспечить коэффициент жесткости $C_n = 800$ кг/см при $\alpha_n = 20$ кг сек/см.

В четвертой главе приведены результаты экспериментального исследования параметров движения автомобилей на шасси Урал-375 с "жестким" и "упругим" креплением кузова к раме, рассмотрены вопросы методики эксперимента и проводится сопоставление результатов расчета и эксперимента. В процессе исследований определялись вертикальные и угловые ускорения кузова в продольной и поперечной вертикальной плоскостях, хода 1 и 5 амортизаторов - для автомобиля с упругим креплением кузова на раме шасси, а также напряжения в элементах рамы шасси и основания кузова.

Измерение ускорений проводилось с помощью низкочастотных датчиков МП-02, определение ходов амортизаторов - с помощью виброизмерительной аппаратуры ВИС-5МА. Напряжения в элементах конструкции определялись электротензометрическим методом. В качестве регистрирующей аппаратуры использовался осциллограф К20-21. Для измерения угловых ускорений кузова регистрировалась разность сигналов пар датчиков МП-02, установленных в соответствующей плоскости.

На участках дорог, имеющих гармонический профиль, регистрировались амплитуды установившихся колебаний автомобиля, на реальных дорогах определялись среднеквадратичные значения

(стандарты) исследуемых процессов. Сопоставление результатов расчета и эксперимента позволяет установить, что разработанная методика расчета достаточно полно описывает поведение колебательной системы, эквивалентной автомобилю, как с жестким, так и с упругим креплением кузова к раме шасси.

Результаты расчета и эксперимента показали, что при данном среднем значении коэффициента жесткости экспериментального образца амортизатора ($C_n = 650$ кг/см) рассеивание энергии в амортизаторе оказалось недостаточным для снижения уровня ускорений в кузове до заданного уровня. Поэтому дана рекомендация по увеличению эквивалентного коэффициента демпфирования экспериментального образца амортизатора, по крайней мере в два раза.

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика получения частотных характеристик многомассовых систем, эквивалентных многоосным транспортным машинам с использованием метода комплексных амплитуд.

2. Разработана методика определения коэффициентов жесткости динамической системы кузов-шасси автомобиля при поперечно-угловых колебаниях.

3. Установлено, что уменьшение коэффициента жесткости вязко-упругих амортизаторов крепления кузова к раме шасси (при диапазоне варьирования 200 – 1000 кг/см) приводит к заметному снижению напряжений в элементах несущей конструкции автомобиля; при этом параметры плавности хода автомобиля существенно не изменяются, а хода амортизаторов увеличиваются.

4. Установлено, что увеличение коэффициентов демпфирования вязко-упругих амортизаторов крепления кузова к раме шасси (при диапазоне варьирования 5–20 кг сек/см) вызывает снижение напряжений в элементах несущей конструкции автомобиля и улучшает показатели плавности хода автомобиля при некотором уменьшении ходов амортизаторов.

5. Для автомобиля Урал-375 с вязко-упругим креплением кузова к раме шасси выбраны параметры амортизационных узлов, обеспечивающие заданную вероятность отсутствия их пробоя при заданном ограничении на их хода.

6. В процессе отработки методики выбора рациональных параметров амортизаторов вторичного поддрессирования кузова на рамном автомобиле Урал-375 расчетные динамические характеристики дали хорошее совпадение с соответствующими экспериментальными характеристиками, полученными на дорогах с гармоническим профилем и на реальных дорогах.

Ж

Ж

Ж

Материалы диссертации опубликованы в печатной работе:

Владыкин Н.Г., Геккер Ф.Р., Сидцына Д.Н., К виброзащите транспортируемых систем, Сб. "Проблемы надежности в строительной механике", Вильнюс, 1968.

Кроме того, отдельные разделы диссертации были доложены:

1. На Всесоюзном научно-техническом семинаре при МВТУ им. Баумана в феврале 1968 г.

2. На Второй Всесоюзной конференции по проблемам надежности в строительной механике в Вильнюсе, в июне 1968 г.

3. На Всесоюзном научно-техническом семинаре при МВТУ им. Баумана в феврале 1970 г.