

6
А-56

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР
МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

Г.А. Кошарин

На правах рукописи

Инженер А.А. БАРАНОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОСНОВНЫХ КОМПОНОВОЧНЫХ
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ПЛАВНОСТЬ ХОДА
ДВУХОСНЫХ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

(Специальность 195 - автомобили и тракторы)

Автореферат
диссертации на соискание
ученой степени кандидата
технических наук

Москва 1971

**МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР**

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ
УДК 629.114.4.001.5:625.7.032.4

На правах рукописи

Инженер А.А. БАРАНОВ

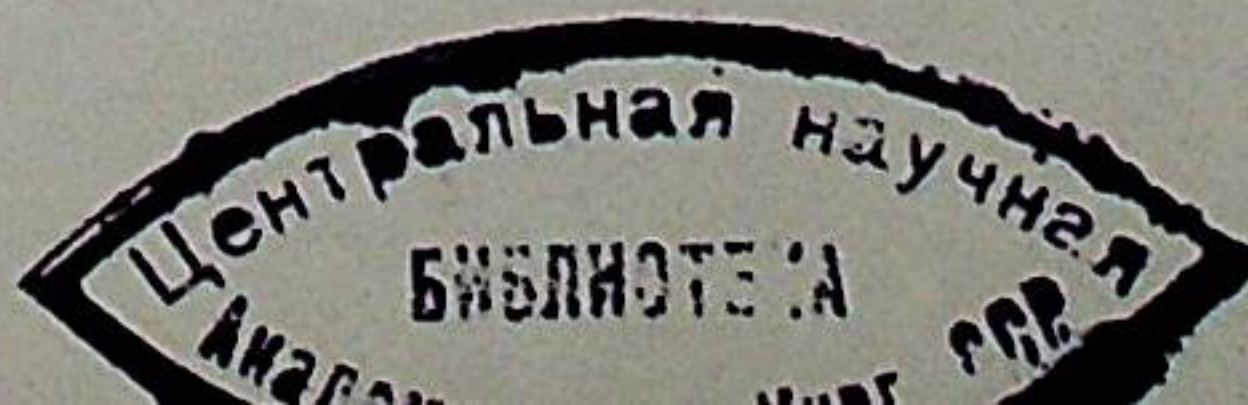
**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОСНОВНЫХ КОМПОНОВОЧНЫХ
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ПЛАВНОСТЬ ХОДА
ДВУХОСНЫХ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ**

(Специальность 195 - автомобили и тракторы)

Автореферат

**диссертации на соискание
ученой степени кандидата
технических наук**

Москва 1971.



56

Работа выполнена на кафедре автомобилей Московского автомобильно-дорожного института и в экспериментальном цехе отдела Главного конструктора Московского дважды ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени автомобильного завода им. И.А.Лихачева.

Научный руководитель -
доктор технических наук,
профессор

А.Н.ОСТРОВЦЕВ

Официальные оппоненты:

Заслуженный деятель науки и техники
РСФСР, доктор технических наук,
профессор

А.А.ХАЧАТУРОВ

Кандидат технических наук

В.С.ШУПЛЯКОВ

Ведущее предприятие указано в решении ученого Совета

Автореферат разослан " 29 " марта 1971 г.

Защита диссертации состоится " 8 " апреля 1971 г.
на заседании межкафедрального совета № 2 АТФ Московского
автомобильно-дорожного института по адресу:

Москва, А-319, Ленинградский проспект, дом 64.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Одним из важных эксплуатационных свойств автомобиля является плавность хода. Вопросам повышения плавности хода уделяется большое внимание и с этой целью проводятся многочисленные теоретические и экспериментальные исследования как в СССР, так и за рубежом.

Существенный вклад в развитие теории колебаний автомобиля и конструкций подвесок внесли советские ученые Беленький Ю.Б., Волков П.М., Гельфгат Д.В., Дербаремдикер А.Д., Кольцов В.И., Мельников А.А., Паршиловский И.Г., Певзнер Я.М., Прутчиков О.К., Ротенберг Р.В., Силаев А.А., Скиндер И.Б., Тихонов А.А., Хачатуров А.А., Яценко Н.Н. и др., а также зарубежные ученые *Chiesa A., Ellis J., Janeway R., Oberto L., Kaspiuk T.M., Mitshke M. и др.*

В течение длительного времени улучшение подвесок, в частности, грузовых автомобилей, велось, в основном, путем уменьшения жесткости упругих элементов. На первом этапе, когда подвески грузовых автомобилей имели относительно большие жесткости, таким путем удавалось достичь значительного улучшения плавности хода. Однако этот путь в ряде случаев не приводит к желаемым результатам. Кроме того имеются ограничения, связанные с такими параметрами как жесткости шин, величины неподрессоренных масс и т.п.

Вместе с тем в развитии грузового автомобилестроения в настоящее время наметились некоторые характерные тенденции. К ним относятся увеличение числа модификаций путем создания на базе основных моделей автомобилей-самосвалов, цистерн, фургонов, тягачей и т.п.; отход от ранее применявшихся схем размещения агрегатов, кабины и двигателя, сокращение базы при относительном увеличении длины кузова и т.п.

Модификации автомобилей, хотя и имеют близкие параметры подвесок, в основном за счет конструктивной унификации использования одних и тех же упругих элементов, по плавности хода могут значительно различаться. Это связано с тем, что

компоновочные особенности автомобилей оказывают влияние на колебательные параметры системы и изменяют не только численные значения принятых при оценке плавности хода измерителей, но и соотношения между ускорениями в различных точках системы.

Это и послужило основными предпосылками для проведения данной работы, целью которой является исследование влияния основных компоновочных параметров на плавность хода двухосных грузовых автомобилей и соотношения между параметрами колебаний в различных точках колебательной системы при случайных возбуждениях от дороги.

I. Направление и задачи исследования

На основании анализа работ по плавности хода автомобилей были определены направления и объем теоретического и экспериментального исследований.

В отличие от часто применяемых при анализе допущений о возможности независимого рассмотрения колебания подвесок, исследование проводилось для колебаний подрессоренной массы в продольной плоскости во взаимосвязи.

В качестве критериев плавности хода приняты вертикальные ускорения над осями и угловые ускорения в продольной плоскости (продольные угловые ускорения). Угловые ускорения оказывают значительное влияние на формирование продольных горизонтальных ускорений, а также на вертикальные ускорения в точках рамы, отличных от точек над осями. Это часто требуется на практике, например, при оценке ускорений под сидениями и их связи с ускорениями над осями.

Оценка плавности хода производилась по среднеквадратичным значениям и ускорений в двух частотных диапазонах и по их спектрам, принятым в качестве измерителей плавности хода, и имела сравнительный характер из-за отсутствия нормативных данных.

Исследовалось влияние на измерители плавности хода основных компоновочных параметров: момента инерции и коэффициента распределения подрессоренных масс, базы, а также соотношений параметров подвесок, которые изменяют влияние компоновочных параметров и позволяют более полно раскрыть качественные и количественные стороны исследуемых процессов.

Таким образом, в работу входят решения следующих вопросов:

1. Обоснование выбора плоской модели колебаний и оценка влияния поперечных угловых ускорений на вертикальные.
 2. Получение зависимостей, связывающих статистические характеристики вертикальных ускорений над осями с соответствующими характеристиками продольных угловых ускорений и вертикальных ускорений в различных точках по длине автомобиля.
 3. Разработка методики аналитического расчета колебаний двухосного автомобиля при случайных возбуждениях от дороги.
 4. Исследование влияния компоновочных параметров на вертикальные ускорения над осями и анализ взаимосвязи колебаний передней и задней подвесок.
 5. Исследование влияния компоновочных параметров и соотношения параметров подвесок на угловые колебания и распределение вертикальных ускорений по длине автомобиля.
 6. Экспериментальная проверка теоретических положений.
- В работе рассматривалось, в основном, движение автомобиля без нагрузки, обеспечение плавности хода которого в связи с развитием специализированных автомобилей имеет особо важное значение.

II. Модель колебательной системы автомобиля и методы ее теоретического исследования

Как показали проведенные эксперименты, практически можно рассматривать независимо поперечные угловые колебания и колебания в продольной плоскости автомобиля, так как вертикальные ускорения на левом и правом лонжеронах, особенно в низкочастотном диапазоне, различаются незначительно и могут быть рассчитаны по вертикальным ускорениям в средней плоскости и угловым ускорениям в поперечной плоскости:

$$\sigma_n^2 = \sigma_n'^2 = \sigma_o^2 + \frac{B^2}{4} \sigma_y^2,$$

где σ_n и σ_n' - среднеквадратичные значения вертикальных ускорений в плоскостях на расстоянии $\frac{B}{2}$ от средней;

σ_0 и σ_4 — среднеквадратичные значения соответственно вертикальных ускорений в средней плоскости и поперечных угловых ускорений.

Поперечные угловые ускорения имеют значительные величины и оказывают существенное влияние на вертикальные ускорения в плоскостях, отличных от средней. В задних частях рамы это влияние незначительно. В передних частях рамы, имеющих большую податливость, чем задние, угловые ускорения в 2-4 раза больше. Это приводит к увеличению на 30 + 40 % вертикальных ускорений на лонжеронах по сравнению со средней плоскостью. Эти различия, как показал анализ спектров поперечных угловых ускорений, вызваны в основном высокочастотными составляющими угловых ускорений рамы, существенно большими в передних частях рам. Таким образом при исследовании поперечных угловых колебаний необходимо учитывать крутильную жесткость рам и кузовов.

При выборе расчетной схемы колебаний принят ряд упрощений и показана допустимость их с точки зрения достаточно достоверного описания колебаний в исследуемом диапазоне частот от 0 до 15-20 гц.

Колебания автомобиля описываются системой четырех дифференциальных уравнений, составленных с учетом основных нелинейностей подвесок автомобиля.

Основные качественные закономерности влияния компоновочных параметров и соотношения параметров подвесок были выявлены при анализе линейной динамической модели, для чего была разработана методика аналитического исследования.

Исследование трехмассовой модели при $\epsilon \neq 1$, а для угловых ускорений независимо от ϵ , усложняется необходимостью учитывать фазово-частотные характеристики, а также временной сдвиг между возбуждениями подвесок, зависящий от скорости и базы автомобиля. Причем при расчете угловых колебаний это имеет принципиальное значение.

Одновременное изменение большого числа параметров затрудняет анализ. Разработанная методика позволила упростить анализ. Методика основана на независимом рассмотрении колебаний системы, вызванных полусуммой и полуразностью возбуждений

подвесок

$$q_n(t) = \frac{q_1(t) + q_2(t)}{2} \quad \text{и} \quad q_p(t) = \frac{q_1(t) - q_2(t)}{2},$$

где $q_1(t)$ и $q_2(t)$ — функции возбуждений соответственно передних и задних колес.

Функция возбуждения $q_n(t)$ представляет изменение среднего вертикального положения линии, соединяющей контакты колес с дорогой (для плоской модели), и соответствует возбуждениям подвесок равными по амплитуде и фазе сигналами, т.е. синфазным возбуждениям. Функция $q_p(t)$ представляет изменение угла наклона линии контактов колес и соответствует возбуждениям подвесок равными по амплитуде, но противоположными по направлениям сигналами, т.е. противофазным возбуждениям.

Функции синфазных и противофазных возбуждений являются коррелированными, но для упрощения анализа влияние взаимных спектров возбуждений $q_n(t)$ и $q_p(t)$ не учитывалось. Расчетная проверка показала, что это не изменяет качественных закономерностей и в большинстве случаев приводит к некоторому количественному снижению их влияния, так как влияние взаимных спектров меньше по сравнению с другими факторами.

Поэтому спектр исследуемого параметра колебаний определялся из выражения

$$S_i(\omega) = S_{i_n}(\omega) + S_{i_p}(\omega) = S_{q_n}(\omega) [W_{i_n}(\omega)]^2 + S_{q_p}(\omega) [W_{i_p}(\omega)]^2, \quad (1)$$

где $W_{i_n}(\omega)$ и $W_{i_p}(\omega)$ — амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) при соответственно возбуждениях $q_n(t)$ и $q_p(t)$, а $S_{q_n}(\omega)$ и $S_{q_p}(\omega)$ — спектры синфазных и противофазных возбуждений.

Аналитические выражения для спектров возбуждений $S_{q_n}(\omega)$ и $S_{q_p}(\omega)$ определены через аппроксимирующие выражения корреляционных функций микропрофилей.

Для нормированной корреляционной функции микропрофиля $\rho(\tau) = e^{-\alpha|\tau|}$ или соответствующей функции возбуждения $\rho(\tau) = e^{-\alpha|\tau|}$ имеем

$$S_{z_n}^*(\omega) = \frac{\alpha}{2\pi(\alpha^2 + \omega^2)} \left[1 + \cos \omega \frac{L}{V_a} \right],$$

$$S_{q_p}^*(\omega) = \frac{\alpha}{2\pi(\alpha^2 + \omega^2)} \left[1 - \cos \omega \frac{L}{V_a} \right]. \quad (2)$$

Для нормированной функции возбуждения $\rho(\tau) = e^{-\alpha_2|\tau|} \cos \beta \tau$ соответственно имеем

$$S_{z_n}^*(\omega) = \frac{\alpha_2(\alpha_2^2 + \beta^2 + \omega^2)}{2\pi[(\alpha_2^2 + \omega^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha_2^2\beta^2]} \left[1 + \cos \beta \frac{L}{V_a} \cos \omega \frac{L}{V_a} + \frac{2\beta\omega}{(\alpha_2^2 + \beta^2 + \omega^2)} \sin \beta \frac{L}{V_a} \sin \omega \frac{L}{V_a} \right], \quad (3)$$

$$S_{q_p}^*(\omega) = \frac{\alpha_2(\alpha_2^2 + \beta^2 + \omega^2)}{2\pi[(\alpha_2^2 + \omega^2 - \beta^2)^2 + 4\alpha_2^2\beta^2]} \left[1 - \cos \beta \frac{L}{V_a} \cos \omega \frac{L}{V_a} - \frac{2\beta\omega}{(\alpha_2^2 + \beta^2 + \omega^2)} \sin \beta \frac{L}{V_a} \sin \omega \frac{L}{V_a} \right].$$

Периодические составляющие спектров имеют период $\omega_n = \frac{2\pi V_a}{L}$ который определяется временным сдвигом между возбуждениями подвесок. С учетом (1), (2) и (3) спектры исследуемых параметров можно определять из выражения

$$S_i(\omega) = S_q(\omega) \left\{ \frac{[W_{icp}(\omega)]^2 + [W_{icb}(\omega)]^2}{2} \right\} + S_{q_{cb}}(\omega) \left\{ \frac{[W_{icp}(\omega)]^2 - [W_{icb}(\omega)]^2}{2} \right\}, \quad (4)$$

где $S_q(\omega)$ — спектр основного микропрофиля, а $S_{q_{cb}}(\omega)$ — спектр связи возбуждений, равный сумме взаимных спектров возбуждений подвесок $q_1(\tau)$ и $q_2(\tau)$:

$$S_{q_{cb}}(\omega) = \frac{1}{2} [S_{q_1 q_2}(\omega) + S_{q_2 q_1}(\omega)] = \text{Re} [S_{q_1 q_2}(\omega)].$$

Для микропрофиля, аппроксимированного корреляционной функцией $\rho(\ell) = e^{-\alpha|\ell|}$,

$$S_{q_{cb}}(\omega) = S_q(\omega) \cos \omega \frac{L}{V_a} = \frac{\alpha}{\pi(\alpha^2 + \omega^2)} \cos \omega \frac{L}{V_a}.$$

По аналогии с (1) представим выражение (4) в виде

$$S_i(\omega) = S_q(\omega) [W_{icp}(\omega)]^2 + S_{q_{cb}}(\omega) [W_{icb}(\omega)]^2,$$

где $W_{icp}(\omega)$ и $W_{icb}(\omega)$ условно названы соответственно средней амплитудно-частотной характеристикой и АЧХ связи и определяются из выражений

$$W_{icp}(\omega) = + \sqrt{\frac{[W_{in}(\omega)]^2 + [W_{iv}(\omega)]^2}{2}} \quad \text{и}$$

$$W_{icb}(\omega) = \text{sign} \left\{ \frac{[W_{in}(\omega)]^2 - [W_{iv}(\omega)]^2}{2} \right\} \sqrt{\frac{[W_{in}(\omega)]^2 - [W_{iv}(\omega)]^2}{2}}.$$

Амплитудно-частотная характеристика связи $W_{icb}(\omega)$ в отличие от общепринятых АЧХ может быть как положительной, так и отрицательной.

АЧХ при синфазных и противофазных возбуждениях, а также АЧХ средняя и связи не зависят от условий движения.

Передаточные функции для рассматриваемых параметров колебаний получены на основе одностороннего преобразования Лапласа.

Влияние основных нелинейностей подвесок (сухого трения в упругих элементах и отрывов колес) на закономерности, полученные при анализе линейных моделей, проверялось решением уравнений колебаний на аналоговых вычислительных машинах (АВМ) типа МН-7. В качестве сигналов возбуждений использовались записи на магнитную ленту участков микропрофилей, на которых проводились натурные эксперименты. Записи были осуществлены кафедрой теоретической механики МАДИ. Ввод сигналов в модель осуществлялся с двухканального блока магнитной памяти анализатора случайных процессов (ЗАСП-С), позволяющего получить временные сдвиги между сигналами каналов.

Учитывая, что закон распределения ускорений и угловых перемещений является практически нормальным, статистическая обработка проводилась на машине МН-7 по схеме среднего модуля.

III. Результаты теоретического исследования

На основе рассмотрения общих кинематических соотношений между вертикальными ускорениями (перемещениями, скоростями и т.д.) в различных по длине автомобиля точках и продольными угловыми ускорениями подрессорных масс и использования методов математической статистики получены выражения, связывающие статистические характеристики рассматриваемых параметров колебаний.

Спектральные плотности продольных угловых ускорений и вертикальных ускорений в точке на расстоянии x от передней оси кроме спектров вертикальных ускорений над осями зависят и от взаимных спектров этих ускорений, т.е. от фазовых соотношений между ними:

$$S_{\ddot{z}_x}(\omega) = \frac{1}{L^2} [S_{\ddot{z}_1}(\omega) + S_{\ddot{z}_2}(\omega) - S_{\ddot{z}_1, \ddot{z}_2}(\omega) - S_{\ddot{z}_2, \ddot{z}_1}(\omega)], \quad (6)$$

$$S_{\ddot{z}_x}(\omega) = \frac{1}{L^2} \left\{ (L-x)^2 S_{\ddot{z}_1}(\omega) + x^2 S_{\ddot{z}_2}(\omega) + (L-x)x [S_{\ddot{z}_1, \ddot{z}_2}(\omega) + S_{\ddot{z}_2, \ddot{z}_1}(\omega)] \right\},$$

где $S_{\ddot{z}_1, \ddot{z}_2}(\omega)$ и $S_{\ddot{z}_2, \ddot{z}_1}(\omega)$ - взаимные спектры ускорений \ddot{z}_1 и \ddot{z}_2 .

Для дисперсий ускорений

$$\sigma_{\ddot{z}_x}^2 = \frac{1}{L^2} [\sigma_{\ddot{z}_1}^2 + \sigma_{\ddot{z}_2}^2 - 2\sigma_{\ddot{z}_1} \sigma_{\ddot{z}_2} \tau_{12}], \quad (7)$$

$$\sigma_{\ddot{z}_x}^2 = \frac{1}{L^2} [(L-x)^2 \sigma_{\ddot{z}_1}^2 + x^2 \sigma_{\ddot{z}_2}^2 + 2(L-x)x \sigma_{\ddot{z}_1} \sigma_{\ddot{z}_2} \tau_{12}], \quad (8)$$

$$\tau_{12} = \frac{D(\ddot{z}_1, \ddot{z}_2)}{\sigma_{\ddot{z}_1} \sigma_{\ddot{z}_2}}.$$

Коэффициент корреляции τ_{12} может изменяться от -1 до $+1$ и характеризует усредненно фазовые соотношения между вертикальными ускорениями над осями.

Распределение вертикальных ускорений по длине имеет квадратичный характер и его равномерность, т.е. крутизна параболы, а также склонность автомобиля к продольным угловым ускорениям характеризуются коэффициентами корреляции. Уменьшение коэффициентов корреляции приводит к резкому увеличению вертикальных ускорений за пределами базы и уменьшению внутри нее. Причем минимум ускорений сдвинут в сторону более мягкой подвески и смещение зависит от соотношения между дисперсиями вертикальных ускорений над осями и угловых ускорений.

Статистические характеристики ускорений и коэффициенты корреляции могут быть определены также через характеристики вертикальных ускорений над осями и угловых ускорений, что значительно проще, чем определение взаимных спектров или дисперсий:

$$S_{\ddot{z}_x}(\omega) = \frac{L-x}{L} S_{\ddot{z}_1}(\omega) + \frac{x}{L} S_{\ddot{z}_2}(\omega) - (L-x)x S_{\ddot{z}_1, \ddot{z}_2}(\omega), \quad (9)$$

$$\tau_{12} = \frac{\sigma_{\ddot{z}_1}^2 + \sigma_{\ddot{z}_2}^2 - L^2 \sigma_{\ddot{z}_x}^2}{2\sigma_{\ddot{z}_1} \sigma_{\ddot{z}_2}} \quad (10)$$

Расчеты линейной модели проводились на ЭЦВМ "Наири" для полосы частот возбуждений 0-100 1/сек, для шоссе с булыжным покрытием, микропрофиль которого аппроксимируется нормированной корреляционной функцией $\rho(l) = e^{-0,45|l|}$, при четырех скоростях автомобиля 25, 40, 55 и 70 км/ч.

Вертикальные ускорения исследовались для двух вариантов подвесок: а) с параметрами, близкими к параметрам подвесок автомобиля ЗИЛ-130 (прогиб передней подвески вдвое больше, чем задней); б) с равными прогибами подвесок при неизменной для обоих вариантов суммарной вертикальной жесткости.

При исследовании угловых колебаний дополнительно рассматривались подвески с различными соотношениями прогибов при условии постоянства собственной частоты угловых колебаний.

Компоновочные параметры автомобилей варьировались: по ϵ от 0,7 до 1,15 и по базе L от 2,78 до 4,45 м.

Оценка влияния компоновочных параметров на критерии плавности хода в основном сводится к оценке связи между колебаниями подвесок, которая проявляется как через дорожный микропрофиль, так и за счет связей внутри самой системы при $\varepsilon \neq 1$.

Относительное взаимное влияние колебания подвесок и качественное влияние связи на АЧХ характеризуется коэффициентами и показателями связи. Показатели связи представляют отношение ускорений (и вообще колебаний), вызванных возбуждением подвески, связанной с рассматриваемой, к ускорениям, вызванным возбуждением рассматриваемой подвески. Показатели связи прямо пропорциональны коэффициентам связи, определяющим связь за счет распределения подрессоренных масс, и отношению собственных частот колебаний связанной подвески к рассматриваемой. Таким образом относительно более жесткая подвеска принципиально оказывает большее влияние на мягкую подвеску. Причем при сближении параметров подвесок влияние связи через дорогу увеличивается, так как уменьшаются различия в фазовых углах ускорений при их синхронных возбуждениях. Проявление связи зависит и от относительного демпфирования колебаний подвесок.

Коэффициенты связи отражают также влияние расположения центра тяжести подрессоренных масс, при смещении которого вперед увеличивается относительное влияние колебаний передней подвески на заднюю и наоборот.

В работе проведен подробный анализ АЧХ вертикальных и угловых ускорений при синфазных и противофазных возбуждениях.

При $\varepsilon < 1$ коэффициенты связи положительны и значения АЧХ при противофазных возбуждениях больше, чем при синфазных возбуждениях (за исключением зоны между низкочастотными резонансами подвесок, в которой связь оказывает противоположное влияние). Это связано с тем, что возбуждения являются для одной из подвесок дорезонансными, а для другой — послерезонансными. Среднеквадратичные значения ускорений при противофазных возбуждениях в основном больше ускорений при синфазных возбуждениях, причем за счет разницы между АЧХ при отличиях ε от 1 различия между составляющими ускорений возрастают.

Влияние связи на вертикальные ускорения оценивалось дифференцированно:

а) по дисперсиям и спектрам средних ускорений, т.е. без учета фазового сдвига между возбуждениями подвесок $q_1(t)$ и $q_2(t)$, в сравнении с ускорениями, рассчитанными по АЧХ двухмассовой модели, учитывающей изменения приведенных подрессоренных масс;

б) по дисперсиям и спектрам ускорений связи, характеризующим связь через дорожный микропрофиль.

Спектры средних ускорений заметно отличаются от спектров ускорений, рассчитанных по АЧХ для двухмассовой модели. При оценке по среднеквадратичным значениям это влияние частично компенсируется из-за различного качественного влияния связи на спектры в различных частотных зонах.

Значительно большее влияние оказывает составляющая ускорений связи. Характер влияния связи через дорогу зависит от базы автомобиля. При $\varepsilon = 0,7 + 1,15$ изменения спектральных плотностей ускорений в различных частотных зонах доходят до 50–70% от значений спектров средних ускорений. При сравнении среднеквадратичных значений влияние связи проявляется меньше из-за частичной компенсации знакопеременных зон спектра ускорений связи.

Наибольшее влияние спектр ускорений связи оказывает в низкочастотной зоне, которая относительно увеличивается с ростом скорости автомобиля и при уменьшении базы, что приводит к уменьшению знакопеременных зон спектров, а, следовательно, и их компенсации. Даже при $\varepsilon < 1$ связь может при относительно больших значениях базы автомобиля привести к уменьшению среднеквадратичных значений ускорений над осями. Так, для варианта подвесок автомобиля ЗИЛ-130 при $\mu = 0,25$ и

$\varepsilon = 0,7$ уменьшение базы с 4,45 до 2,78 м приводит к увеличению ускорений над передней осью на 5–10%, а в низкочастотной зоне до 30%, причем с ростом скорости проявление связи увеличивается. Увеличение ускорений над задней осью составляет 10–17%.

На относительно более жесткую подвеску основное влияние оказывает составляющая от связи колебаний подвесок через дорожный микропрофиль, а на более мягкую — составляющая, не учитывающая сдвига фаз между возбуждениями подвесок. Суммар-

ное же влияние связи для более мягких подвесок оказывается меньшим, так как составляющие от связи через дорогу и без учета сдвига фаз частично компенсируются.

При уменьшении демпфирования проявление связи за счет уменьшения фазовых различий между колебаниями подвесок также увеличивается, особенно для относительно более жестких подвесок.

При демпфировании колебаний за счет сухого трения количественное влияние связи увеличивается, причем более интенсивно с ростом скорости автомобиля, а также более отчетливо проявляется влияние базы. Это связано (как показали расчеты методами статистической линеаризации) с интенсивным уменьшением сопротивлений линейных амортизаторов, эквивалентных сухому трению, с ростом интенсивности возбуждений. При $\epsilon < 1$ связь приводит для передних подвесок к увеличению ускорений независимо от базы, для задних подвесок с уменьшением базы влияние связи изменяется с положительного на отрицательное.

По расчетам на АВМ при скорости $V_{\alpha} = 50$ км/ч на булыжном шоссе при уменьшении базы с $L = 4,45$ до $2,78$ м ускорения над задней осью изменяются: для подвесок автомобиля ЗИЛ-130 при $\epsilon = 0,7$ и $0,85$ увеличиваются на 13%, при $\epsilon = 1,15$ уменьшаются на 18%, для равнопрогибных подвесок при $\epsilon = 0,7$ м и $0,85$ увеличиваются соответственно на 24 и 13,5%, а при $\epsilon = 1,15$ уменьшаются на 27,5%. Для передних подвесок изменения составляют 3-7%.

Для угловых ускорений связь между колебаниями имеет принципиально большее значение, чем для вертикальных, так как различия между АЧХ при синфазных и противофазных возбуждениях больше. При соотношениях параметров, определяемых выражением (согласование параметров)

$$\frac{C_1}{C_2} = \frac{C_{K1}}{C_{K2}} = \frac{K_1}{K_2} = \frac{m_1}{m_2} = \frac{b}{\alpha}, \quad (11)$$

угловые колебания определяются только противофазными возбуждениями. Даже при значительных различиях в параметрах подвесок (подвески автомобиля ЗИЛ-130 при $\gamma_2 = 0,25$) влияние ускорений от синфазных возбуждений составляет лишь 5 + 15 % и несколько увеличивается при уменьшении демпфирования.

При изменениях ϵ связь приводит к изменениям фазовых соотношений между вертикальными ускорениями над осями, так что при $\epsilon < 1$ усиливается тенденция к противофазным ускорениям над осями и, следовательно, к уменьшению коэффициентов корреляции. Угловые ускорения при уменьшении ϵ таким образом увеличиваются как из-за изменений вертикальных ускорений над осями, так и за счет уменьшения коэффициентов корреляции, т.е. изменяются прогрессивно. Распределение же вертикальных ускорений по длине становится более равномерным.

При уменьшении базы угловые ускорения также увеличиваются несколько более интенсивно, чем изменяется база. Это связано с относительным увеличением влияния угловых ускорений связи, особенно при сближении параметров подвесок. Хотя прогрессивность изменения ускорений при уменьшении базы и невелика, нормированные спектры ускорений для различных значений базы заметно различаются.

Исследование соотношения прогибов подвесок на угловые ускорения и перемещения показало следующее:

- угловые перемещения зависят практически только от противофазных возбуждений подвесок и уменьшаются при отходе от равенства прогибов;
- равнопрогибные подвески не являются "оптимальными" в общем случае и по угловым ускорениям;
- только при небольших скоростях до $V_{\alpha} = 25-30$ км/ч, когда время проезда отдельных неровностей относительно велико, наименьшие значения ускорений и перемещений обеспечиваются равнопрогибными подвесками;

г) при сближении прогибов подвесок коэффициенты корреляции уменьшаются и, следовательно, увеличиваются угловые ускорения и уменьшается равномерность распределения вертикальных ускорений по длине автомобиля.

Распределение вертикальных ускорений по длине оценивалось по изменениям коэффициентов корреляции, которые определяются через взаимные спектры вертикальных ускорений.

При $\epsilon = 1,0$ взаимные спектры определяются спектрами угловых ускорений связи

$$S_{\ddot{z}_1, \ddot{z}_2}(\omega) + S_{\ddot{z}_2, \ddot{z}_1}(\omega) = -L^2 S_{\ddot{\alpha}}(\omega). \quad (12)$$

Периодичность изменения спектров ускорений связи приводит к появлению экстремальных значений коэффициентов корреляции при "резонансных" скоростях, которые практически сохраняются неизменными независимо от ε и уменьшаются при уменьшении базы.

IV. Экспериментальное исследование

В основу методики экспериментального исследования положена нормаль Ои-025 332-69 на испытания плавности хода, предусматривающая оценку плавности хода по среднеквадратичным значениям ускорений в двух частотных диапазонах.

Испытания автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-130Д проводились на зачетных участках шоссе с булыжным и асфальтовым покрытиями удовлетворительного качества длиной 1100-1300 м, которые проезжались с четырьмя постоянными скоростями.

В процессе экспериментальных исследований определяли:

1. Вертикальные ускорения на раме над осями и в точке рамы внутри базы и продольные угловые ускорения.
2. Влияние распределения подрессоренных масс на вертикальные и угловые ускорения.
3. Влияние соотношения жесткостей подвесок на угловые ускорения.
4. Распределение вертикальных ускорений по длине и точность теоретических зависимостей.
5. Влияние поперечных угловых ускорений на вертикальные ускорения на лонжеронах.

Для испытаний использовался комплект аппаратуры, состоящий из четырехканального магнитного регистратора типа R51F (фирма TEAC, Япония), блока записи, изготовленного в бюро подвесок ЗИЛ, блока питания БШ-1 и индуктивных датчиков без демпфирования ДУ-5 (от виброаппаратуры ВИБ-5МА), собственные частоты которых были уменьшены в два раза. Блок записи включает: шестиканальный генераторно-усилительный блок (по типу блока ВИБ-5МА), четыре LC-фильтра, срезающих высокочастотные колебания датчиков и фильтрующих записи, и четыре усилителя постоянного тока для согласования блока записи с регистратором.

Обработка магнитограмм с целью получения среднеквадратич-

ных значений осуществлялась с помощью машины МН-7 и дополнительных усилителей со сменными активными RC-фильтрами, имеющими соответственно полосы пропускания 0-5 и 0-15 гц (для линейных участков).

Спектры ускорений определялись с помощью спектрометра инфразвуковых частот (СИЧ) в полосе частот 0,884-14,15 гц, охватываемой двенадцатью третьоктавными фильтрами, и схемы обработки, набранной на машине МН-7.

Угловые ускорения определялись измерением разности между двумя вертикальными ускорениями. Схема основана на использовании датчиков линейных ускорений, включенных дифференциально. Проведенная лабораторная и дорожная проверки схемы показали, что относительная погрешность при сравнении по среднеквадратичным значениям ускорений, замеренных двумя комплектами датчиков, не превышает 3-5%. Методическая оценка погрешностей проводилась также с помощью визуального сравнения осциллограмм, спектрального анализа и оценки выполнения соотношения

$$2(\sigma_1^2 + \sigma_2^2) = L^2 \sigma_\alpha^2 + \sigma_\Sigma^2$$

между вертикальными ускорениями σ_1 и σ_2 , их суммой σ_Σ и угловыми ускорениями σ_α .

Исследование распределения подрессоренных масс проводилось на автомобилях ЗИЛ-130 с серийными подвесками и ЗИЛ-130Д с серийными и опытными передними и задними подвесками, имеющими прогибы большие по сравнению с серийными.

Методически изменение коэффициента распределения осуществлялось частичной подгрузкой автомобилей без существенного изменения положения центра тяжести подрессоренных масс. Грузы по 250-300 кг располагались на переднем бампере и у заднего борта кузова. Коэффициенты распределения при этом изменялись для автомобиля ЗИЛ-130 с 0,7 до 1,0, а для ЗИЛ-130Д - с 0,638 до 0,878. Испытывались также варианты с подгрузкой и частичной нагрузкой на заднюю подвеску. Это позволило изменять момент инерции подрессоренных масс, сохраняя практически неизменными коэффициенты распределения.

Оценка влияния распределения масс на вертикальные ускорения проводилась:

1. Сравнением приведенных статических нагрузок (суммарных - от влияния изменений ϵ и дополнительных грузов) с эквивалентными нагрузками, обеспечивающими одинаковые изменения ускорений.

2. По суммарному изменению ускорений при изменении коэффициента распределения.

3. Дифференцированно по изменениям ускорений:

- а) за счет изменения приведенных статических нагрузок,
- б) за счет связи между колебаниями подвесок.

Для исключения влияния дополнительных грузов возможности дифференцированной оценки для задних подвесок автомобилей были получены экспериментальные зависимости ускорений от статических нагрузок на подвески.

Для автомобиля ЗИЛ-130 суммарное увеличение приведенной статической нагрузки на заднюю подвеску составляло 600 кг, а эквивалентные нагрузки на удовлетворительном булыжнике для диапазона скоростей 25-70 км/ч составляли 770-1270 кг (для диапазона частот 0-15 гц). Результаты оценки изменений ускорений приведены в таблице.

Скорость автомобиля, км/ч	Изменения ускорений в %		
	Суммарные	Без учета связи	Влияние связи
25	16,2	8,8	8,0
40	15,9	10,2	6,3
55	21,0	10,2	11,3
70	25,6	10,0	17,3

Для автомобиля ЗИЛ-130Д с серийными подвесками изменения приведенных статических и эквивалентных нагрузок составили соответственно 485 и 570-990 кг. Ускорения же изменялись: суммарно - на 11,8-22%, за счет изменения статической нагрузки - на 5,05-7,85%, а за счет влияния связи - на 4,35-15,45%.

В низкочастотном диапазоне 0-5 гц влияние связи проявляется сильнее и для обоих диапазонов частот увеличивается с ростом скорости, что согласуется с теоретическими выводами.

При испытаниях на асфальтовом шоссе получены количественные результаты, близкие по влиянию связи к результатам испытаний на булыжном шоссе.

Для передних относительно более мягких подвесок влияние распределения подрессоренных масс и влияние связи между колебаниями подвесок на вертикальные ускорения менее значительны.

При изменении ϵ изменились соотношения между спектральными плотностями вертикальных ускорений в различных частотных зонах по сравнению с соответствующими значениями для вариантов при статических нагрузках, соответствующих изменениям приведенных подрессоренных масс.

Увеличение моментов инерции подрессоренных масс при увеличении ϵ приводит к резкому уменьшению угловых ускорений: для автомобиля ЗИЛ-130 в среднем на 31,5%, а для ЗИЛ-130Д - на 29%, что сопоставимо с их изменениями при значительных статических нагрузках. При статических нагрузках порядка 4000 кг ускорения уменьшаются соответственно на 30 и 40%.

Угловые ускорения оказывают существенное влияние на формирование продольных горизонтальных ускорений, так как составляющие ускорений, вызванные угловыми, сопоставимы с горизонтальными ускорениями от продольных поступательных колебаний автомобиля, а в низкочастотном диапазоне могут существенно их превышать. Для автомобиля ЗИЛ-130 без нагрузки, на удовлетворительном булыжнике, ускорения на раме составляют 0,9-2,1 м/сек², а составляющие от угловых ускорений на высоте 1 м над лонжероном (уровень головы водителя) - 1,1-2,6 м/сек², в низкочастотном диапазоне соответственно 0,4-0,85 и 0,8-2,2 м/сек².

Исследование влияния соотношения жесткостей подвесок проводилось на автомобиле ЗИЛ-130 для вариантов без нагрузки и с подгрузкой, т.е. с измененным распределением подрессоренных масс. Соотношения прогибов изменялись от 0,956 до 2,75. Для уменьшения влияния некоторых различий в сухом трении в рессорах различной жесткости в задние подвески устанавливались амортизаторы с относительно небольшими усилиями.

Для всех вариантов соотношения жесткостей подвесок при увеличении ϵ коэффициенты корреляции увеличивались в среднем на 0,23, что вызвало дополнительное уменьшение угловых

ускорений на 10–15% (кроме их уменьшения, связанного с изменениями вертикальных ускорений над осями).

При сближении прогибов подвесок (соотношение 0,956) угловые ускорения практически не изменились по сравнению с вариантом серийных подвесок (соотношение 1,91), хотя вертикальные ускорения для первого уменьшились суммарно на 15–20%, а собственная частота угловых колебаний — на 25%. За счет сближения прогибов коэффициенты корреляции уменьшились в среднем на 0,25 и компенсировали положительное влияние уменьшения вертикальных ускорений над осями.

Изменение же соотношения до 2,75 (уменьшением жесткости передней подвески) привело к уменьшению вертикальных ускорений над передней осью в среднем на 15%, а угловых — на 6,5% для варианта без нагрузки и на 12% для варианта с подгрузкой, причем для последнего коэффициенты корреляции увеличились.

Распределение вертикальных ускорений по длине автомобиля оценивалось по кривым распределения, построенным по экспериментально замеренным ускорениям в различных точках. Кривые распределения для низкочастотного диапазона хорошо согласуются с теоретическими, а для всего диапазона частот — различаются в передних частях рам за счет влияния на вертикальные ускорения высокочастотных поперечных угловых ускорений, поскольку вертикальные ускорения измерялись на лонжероне. Анализ спектров пяти точек рамы (над осями, на свесах и середине базы) подтвердил общие зависимости между спектрами ускорений над осями и спектрами в других точках.

Соответствие экспериментальных и теоретических зависимостей проверялось также сравнением спектров вертикальных ускорений для точки внутри базы, полученных экспериментально и рассчитанных на основании теоретических зависимостей по спектрам вертикальных ускорений над осями и продольных угловых ускорений, также полученных экспериментально. Расчеты подтвердили удовлетворительную качественную и количественную сходимость с экспериментом, что не обеспечивается расчетами по спектрам только вертикальных ускорений над осями, т.е. без учета их взаимных спектров.

Таким образом результаты экспериментального исследования

с достаточной точностью согласуются с выводами, полученными путем теоретического анализа.

В ы в о д ы

1. Экспериментальные исследования показали, что для реальных автомобилей колебания в средних продольных и поперечных плоскостях могут рассматриваться независимо.

Поперечные же угловые ускорения автомобиля в общем случае нельзя рассматривать без учета крутильной жесткости рамы или кузова, которая вызывает их увеличение в несколько раз и приводит к их существенному влиянию на вертикальные ускорения в плоскостях отличных от средней.

2. Установлены теоретические зависимости, связывающие статистические характеристики вертикальных ускорений над осями с соответствующими характеристиками продольных угловых ускорений и вертикальных ускорений в различных точках рассматриваемой продольной плоскости.

Распределение вертикальных ускорений по длине автомобиля имеет квадратичный характер с минимумом ускорений, смещенным в сторону подвески, обеспечивающей меньший уровень ускорений.

Равномерность распределения (крутизна параболы) и склонность автомобиля к продольным угловым ускорениям можно характеризовать коэффициентами корреляции между вертикальными ускорениями над осями. При уменьшении коэффициентов корреляции равномерность распределения уменьшается, а угловые ускорения увеличиваются.

3. Разработана методика экспериментального исследования угловых ускорений, основанная на измерении разности двух вертикальных ускорений, для чего используются датчики линейных ускорений, включенные по дифференциальной схеме. Относительная погрешность схемы не превышает 3–5%.

Схема позволяет также определять сумму двух вертикальных ускорений, что важно, учитывая трудности установки датчиков при их непосредственном измерении.

4. Разработана методика аналитического исследования колебаний плоской "линейной" модели автомобиля при случайных возбуждениях от дороги, основанная на независимом рассмотре-

нии колебаний, вызванных изменением среднего вертикального положения линии, соединяющей точки контактов колес с дорогой, т.е. синфазными возбуждениями подвесок, и изменением угла наклона линии контактов колес с дорогой, т.е. противофазными возбуждениями подвесок.

Методика существенно упростила анализ влияния компоновочных параметров автомобиля на угловые и связанные вертикальные колебания и позволила проанализировать влияние связи между колебаниями подвесок при случайных возбуждениях.

Методика может быть использована для решения ряда других задач, например, при анализе работы балансирной подвески двухосной тележки.

5. При исследованиях влияния компоновочных параметров автомобиля (базы, момента инерции и коэффициента распределения поддрессоренных масс) установлено, что даже при незначительных отличиях коэффициента распределения от единицы ($\epsilon = 0,7-1,15$) необходимо учитывать влияние связи между колебаниями подвесок, которая оказывает значительное влияние на вертикальные ускорения, особенно на их спектры, изменяя соотношение между низкочастотными и высокочастотными составляющими. Для угловых колебаний связь между подвесками имеет принципиальное значение и должна учитываться даже при коэффициенте распределения равном единице.

6. Исследование особенностей проявления связи показало, что характер ее влияния на вертикальные ускорения зависит от базы автомобиля. Влияние связи сопоставимо с влиянием изменений приведенных поддрессоренных масс, сильнее проявляется в низкочастотной зоне и увеличивается с ростом скорости автомобиля.

Влияние связи при коэффициентах распределения меньших единицы увеличивает среднеквадратичные значения вертикальных ускорений при уменьшении базы автомобиля.

7. При уменьшении коэффициента распределения поддрессоренных масс и базы автомобиля продольные угловые ускорения прогрессивно увеличиваются, причем изменение базы приводит к относительному изменению соотношений между спектральными плотностями в различных частотных зонах.

Угловые ускорения увеличиваются при сближении параметров подвесок за счет уменьшения коэффициентов корреляции.

Продольные горизонтальные ускорения, вызываемые угловыми, сопоставимы с горизонтальными ускорениями на раме, вызываемыми продольными поступательными колебаниями автомобиля.

8. Согласование параметров подвесок, в частности, обеспечение равенства их прогибов, в общем случае не является "оптимальным" с точки зрения уменьшения угловых колебаний (и в особенности перемещений) как при условии сохранения постоянства собственной частоты угловых колебаний, так и при постоянстве суммарной вертикальной жесткости подвесок. Более "оптимальны" варианты соотношения прогибов большие единицы. Только при относительно небольших скоростях автомобиля (до 25-30 км/ч) более "оптимальными" являются равнопрогибные подвески или варианты с более жесткой передней подвеской.

9. Уменьшение коэффициентов распределения поддрессоренных масс и сближение параметров подвесок приводит к увеличению неравномерности распределения вертикальных ускорений по длине автомобиля, т.е. к увеличению ускорений на свесах и уменьшению их внутри базы.

Изменение базы автомобиля влияет на зависимости ускорений от скорости.

10. Результаты экспериментального исследования подтвердили полученные при теоретическом анализе выводы и зависимости.

Основные положения диссертации изложены и опубликованы в следующих работах:

1. ПЕВЗНЕР Я.М. БАРАНОВ А.А. Исследование влияния распределения поддрессоренных масс на колебания автобусов. Труды НАМИ, вып. 84, 1966.
2. ПЕВЗНЕР Я.М. БАРАНОВ А.А. К вопросу о связанности колебаний передней и задней подвесок грузовых автомобилей. Труды семинара по подвескам, ОНТИ НАМИ, вып. 12, 1966.

3. БАРАНОВ А.А. Распределение вертикальных ускорений по длине автомобиля.
Сб. Расчет, конструирование и исследование автомобилей, НИИНавтопром (в печати).
4. БАРАНОВ А.А. К вопросу исследования продольных угловых и горизонтальных ускорений автомобиля.
Сб. Расчет, конструирование и исследование автомобилей, НИИНавтопром (в печати).
5. БАРАНОВ А.А. Исследование влияния поперечных угловых ускорений на вертикальные ускорения автомобиля.
Сб. Новое в производстве грузовых автомобилей, "Машиностроение" (в печати).

Материалы диссертации были доложены на научно-технических семинарах по подвескам автомобилей в НАМИ в 1964, 1969 и 1970 г.г.

БАРАНОВ Анатолий Абрамович

Исследование влияния основных компоновочных конструктивных параметров на плавность хода двухосных грузовых автомобилей

Л118063 Подп. к печ. 22.01.71 г. Форм. бум. 15x21 печ.л.
Уч.-изд.л. 1,1 Зак. 198 тир. 150. Бесплатно

МАДИ. Москва А-319, Ленинградский проспект, д.64

Отпечатано в ОНТИ института Госгорхимпроект
Москва, Н.-Первомайская ул., 44