

467

На правах рукописи

Министерство высшего и среднего специального образования
С С С Р
ЧЕЛЯБИНСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
ИМЕНИ ЛЕНИНСКОГО КОМСОМОЛА

Черепанов Леонид Ананьевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СИЛ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ
ПОДВЕСКИ НА ВЕРТИКАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Специальность 05.05.03 -
"Автомобили и тракторы"

Автореферат
диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Челябинск - 1973

Работа выполнена на кафедре "Автомобили и тракторы" Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола.

Научный руководитель -
доцент, кандидат технических наук С.С. Строев.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук П.П. Исаков,
кандидат технических наук В.М. Миронов.

Ведущее предприятие - Ижевский машзавод.

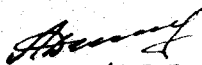
Автореферат разослан "18" января 1974 г.

Защита диссертации состоится "21" апреля 1974г.,
в 15 часов, на заседании Совета по присуждению ученых степеней
машиностроительных факультетов Челябинского политехнического
института (Челябинск, 44, пр. им. В. И. Ленина, аудитория 244)

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Вас и сотрудников Вашего учреждения, интересующихся темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета или прислать отзывы в 2-х экземплярах, заверенных печатью по адресу: 454044, г. Челябинск, 44, проспект им. В. И. Ленина, 76.

Ученый секретарь Совета
доцент, канд. техн. наук



(А.Э. Даммер)

ВВЕДЕНИЕ

Директивами XXIV съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1971-75г. определена главная задача десятого пятилетнего плана - обеспечение значительного подъема материального и культурного уровня жизни советского народа на основе высоких темпов социалистического производства, повышения его эффективности, ускорения роста производства.

С целью обеспечения решения этих социальных и экономических задач предусмотрен опережающий рост ряда отраслей, продукция которых особенно необходима народному хозяйству страны. К таким отраслям относится и автомобильная промышленность. В 1975 г. выпуск автомобилей в СССР должен быть доведен до 2-2,1 млн. шт. В девятой пятилетке перед автомобильной промышленностью поставлены задачи не только по увеличению объема выпуска продукции, но и по совершенствованию ее технико-экономических показателей.

Подвеска автомобиля является одним из основных агрегатов автомобиля, определяющих его технико-эксплуатационные качества. Улучшение качества поддрессоривания идет, в основном, по следующим направлениям: снижение жесткостей упругих элементов, уменьшение сухого трения, применение более совершенных схем подвески.

Одним из важных вопросов улучшения качества поддрессоривания является вопрос гашения колебаний в подвеске автомобиля. Затухание колебаний автомобиля вызывается трением различных видов: сухим, жидкостным, межмолекулярным. Общая тенденция развития подвесок автомобиля сводится к тому, чтобы сделать основным источником затухания силы гидравлического сопротивления, т.е. амортизаторы, а значение остальных источников уменьшить до минимума. Важной особенностью, которая выделяет амортизатор среди других элементов подвески, является то, что его характеристика относительно легко подвергается изменениям. Амортизаторы не дают накапливаться колебаниям масс автомобиля, вызванным частыми случайными воздействиями неровностей дорог. От величины затухания колебаний зависят следующие показатели:

1. плавность хода автомобиля;
2. устойчивость и безопасность движения автомобиля;
3. тяговые качества автомобиля;
4. увеличение срока службы упругого элемента;
5. увеличение срока службы шины;
6. экономичность автомобиля;
7. уменьшение износа покрытия.

Параметром амортизатора, обеспечивающим надлежащее гашение колебаний в подвеске автомобиля, является зависимость его силы сопротивления от скорости перемещения поршня относительно стенок цилиндра, т.е. характеристика амортизатора. Несмотря на то, что на дорогах всего мира находятся миллионы автомобилей с амортизаторами в подвесках, до сих пор нет четких рекомендаций по выбору характеристик амортизаторов, а значение гашения колебаний непрерывно возрастает с увеличением скорости движения и повышением требований к плавности хода и безопасности движения автомобиля.

При проектировании подвески автомобиля, в частности, при выборе амортизатора, конструктор, в основном, ориентируется на общие рекомендации по величине коэффициента аperiodичности, а чаще всего, на существующие или предшествующие конструкции, которые дополняются испытаниями. Все это выдвигает необходимость проведения широких исследований по выявлению влияния различных характеристик амортизаторов на колебания автомобиля с целью определения оптимальных зависимостей.

ГЛАВА I ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ И ВЫБОР НАПРАВЛЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Амортизаторы начали устанавливать на автомобилях в конце прошлого века и в процессе развития они претерпели значительные принципиальные изменения. Первыми были освоены фрикционные амортизаторы, затем, по мере увеличения скоростей движения автомобилей, возникла необходимость в применении более совершенных конструкций амортизаторов. Появились гидравлические амортизаторы, которые также прошли путь несложных, но трудоемких по изготовлению, лопастных, рычажных до современных телескопических амортизаторов.

Развитие конструкций амортизаторов двигалось такими темпами, что к 1930-40м годам появились все основные их типы. В это же время появились первые работы, связанные с исследованием затухания колебаний в подвеске автомобиля.

В 1930 году впервые исследователь Е. Лер ввел понятие о коэффициенте сопротивления амортизатора. Затем, его соотечественник Фукс в 1933 г. на основе обобщений результатов испытаний амортиза-

торов на стенде, ввел понятие о характеристике амортизатора. Из первых работ, в которых исследовались системы с одной степенью свободы при движении по синусоидальному профилю дороги и на свободные колебания, видно, что исследователей не волновал вопрос выбора характеристик амортизаторов. Они оценивали затухание в подвеске автомобиля по коэффициенту аperiodичности ψ , который задавался в пределах $\psi = 0,2+0,3$. Основанием для этого являлось наибольшее рассеивание энергии за период свободных колебаний, например, при $\psi = 0,25$ рассеивается 95% энергии. Однако такой подход можно считать недостаточно обоснованным: во-первых, в последующих работах с более полной моделью подвески с учетом неподрессоренных масс наилучшие результаты для вынужденных и свободных колебаний получались при $\psi = 0,05+0,4$, $\psi = 0,15-0,45$, во-вторых, нет четкой связи между рассеиванием энергии за период и плавностью хода и безопасностью движения автомобиля.

Поэтому уже в 50-х годах был поднят вопрос о том, какой должна быть характеристика амортизатора. Этому вопросу посвящено большое количество теоритических и экспериментальных исследований, которые нашли отражение в работах отечественных ученых Ю.Б.Беленького, Д.И.Гельфгата, Г.П.Григоряна, А.Д.Деробаремдикера, В.П.Жигарева, В.И.Кольцова, А.Д.Конева, А.А.Мельникова, Р.А.Мусарского, И.Т.Пархлювского, Я.М.Певзнера, О.К.Прутчинова, Р.В.Ротенберга, А.А.Силаева, И.Б.Скиндера, Р.И.Фурунжиева, А.А.Хачатурова, В.Б.Цимбалюна, Н.Н.Яценко и других, и зарубежных *F. Bekles*, *H. Beuns*, *de V. Cozbon*, *D.P. Chenchanna*, *D. Dieckman*, *E. Magwald*, *M. Mitschke*, *R. Veerschlooge* и других. Вышеуказанные авторы применяли в своих работах различные методы исследования, детерминированные и стохатические, при этом рассматривались различные по сложности колебательные модели подвески. В основном, авторы рассматривали колебания автомобиля либо в переходном режиме, либо в установившемся. Понятно, что такое разнообразие методов исследований приводило к различным результатам, поэтому одни исследователи предлагали в качестве оптимальной линейную симметричную характеристику, другие - нелинейную несимметричную, квадратичную и другие виды характеристик амортизаторов. Большинство исследователей в качестве критерия оценки влияния характеристик амортизаторов на колебания автомобиля принимают ускорения или среднеквадратичные вели-

чины ускорений, т.е. критерий плавности хода. Односторонний подход к решению задачи оптимизации затуханий колебаний автомобиля несколько снижает ценность представленных выводов. Во всех работах не затронуты вопросы о влиянии конструктивных параметров подвески автомобиля на величину оптимального сопротивления амортизатора при различных условиях движения.

Исходя из анализа литературного обзора, задачами данного исследования являлось:

1. Исследовать влияние нелинейных характеристик амортизаторов на колебания автомобиля в установившемся и переходном режимах с применением довольно простого и эффективного метода моделирования, основанного на принципах статистической динамики и теории автоматического регулирования.

2. Исследовать влияние конструктивных параметров подвески на величину оптимального сопротивления амортизатора при различных условиях движения.

3. Исследовать возможность оптимального гашения колебаний автомобиля с применением методов теории инвариантности.

4. Провести экспериментальные исследования по выявлению влияния характеристик амортизаторов на колебания автомобиля с целью проверки теоретических результатов.

ГЛАВА II

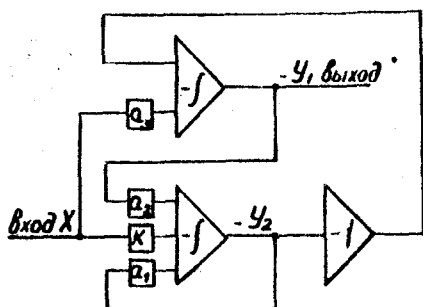
МЕТОДИКА МОДЕЛИРОВАНИЯ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЯ НА АНАЛОГОВОЙ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ МАШИНЕ С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДОВ СТАТИСТИЧЕСКОЙ ДИНАМИКИ

В настоящее время исследования колебательных процессов в транспортных средствах, в основном, базируются на применении методов статистической динамики — одной из областей теории вероятностей, основные положения которой разработал А.А.Силаев.

В данном исследовании применялась аналоговая вычислительная машина малой мощности МН-7, которой для решения системы нелинейных дифференциальных уравнений четвертого порядка было вполне достаточно. Аналоговые машины не требуют сложной подготовки задачи, решение на них получается мгновенно и одновременно во всех местах схемы. Кроме этого, АВМ может решать задачи, как в натуральном,

так и в ином масштабе времени. Электрические модели компактны, легко собираются, с их помощью можно производить и качественные исследования, например, наблюдая на экране осциллографа за характером свободных колебаний автомобиля. АВМ имеет ограниченную точность работы, которая обычно лежит в пределах от 0,1 до 10%, однако такая точность для решения инженерно-технических задач вполне удовлетворительна.

Весьма важным при исследовании влияния нелинейных характеристик амортизаторов на колебания автомобиля является вопрос о способе ввода на вход модели подвески случайного воздействия, соответствующего воздействию от некоторого дорожного микропрофиля. При работе с аналоговой вычислительной машиной удобно воспользоваться генератором "белого" шума. При исследовании применялся генератор "белого" шума ПШ-1, выдающий случайный сигнал с нормальным распределением амплитуд и с постоянной спектральной плотностью в диапазоне частот от нуля до 30 Гц. В работе решена задача определения структуры фильтра (фиг. 1), формирующего из напряжения на выходе генератора ПШ-1 случайный сигнал, числовые статистические характеристики которого такие же, как у реального воздействия.



Фиг. 1. Блок-схема формирующего фильтра для корреляционной функции $R_x(t) = D_x e^{-\lambda |t|} \cos \beta t$

Числовые характеристики экспоненциально-косинусной корреляционной функции, которая описывает микропрофили асфальтовой и булыжной дорог, заимствованы из работ И.Г.Пархиловского. Из работ много-

численных исследователей известно, что в обычных условиях движения все параметры колебательного процесса автомобиля распределены по закону, весьма близкому к нормальному, поэтому при решении практических задач статистической динамики машин достаточно ограничиться определением одной числовой характеристики случайного процесса - дисперсии. Оценку дисперсии D_x эргодического стационарного случайного процесса $x(t)$ за интервал времени от 0 до T можно определить из известного выражения

$$D_x = \frac{1}{T} \int_0^T [x(t) - m_x]^2 dt$$

для чего на блоках АЭМ набиралась простая схема. На аналоговой машине МН-7 моделировалась система нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих двухмассовую модель подвески, с учетом отрыва шины от дороги и нелинейной характеристики амортизатора. Подготовка дифференциальных уравнений для решения на АЭМ заключалась в расчете масштабов переменных, составлении структурных схем и определении коэффициентов передачи для каждого функционального блока. При исследовании применялись две аналоговые машины МН-7, соединенные параллельно. Блок-схема системы нелинейных дифференциальных уравнений набиралась на одной машине, а формирующий фильтр и схема определения дисперсии - на другой. Процесс моделирования проезда автомобиля по двум типам дорог на трех скоростях движения с регистрацией шести параметров колебаний занимал, в среднем, 60 минут рабочего времени. Прежде, чем проводить всесторонние исследования по выявлению влияния характеристик амортизаторов на колебания автомобиля по выбранной расчетной схеме необходимо было убедиться, что полученные результаты при этом будут сопоставимы с результатами натурных испытаний. Сравнение колебаний автомобиля при движении его по асфальтовой дороге с колебаниями модели этого автомобиля при воздействии на нее случайного сигнала, полученного от генератора "белого" шума вместе со сравнением свободных колебаний автомобиля и модели выявило расхождение между экспериментальными и теоритическими результатами до 11-20%. Полученные расхождения следует считать удовлетворительными, тем более, что при исследовании проводилась сравнительная оценка влияния характеристик амортизаторов на колебания автомобиля. Для оценки влияния характеристик амортизаторов на колебания автомоби-

ля были приняты следующие критерии:

1. Плавность хода автомобиля.
2. Пробиваемость подвески автомобиля.
3. Безопасность движения автомобиля.

ГЛАВА III

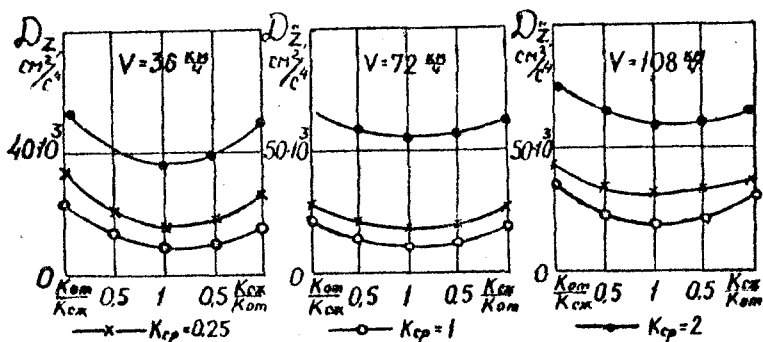
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕЛИНЕЙНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АМОРТИЗАТОРА НА КОЛЕБАНИЯ АВТОМОБИЛЯ В УСТАНОВИВШЕМСЯ И ПЕРЕХОДНОМ РЕЖИМАХ КОЛЕБАНИЙ

Нелинейная характеристика амортизатора, как объект исследования, состоит из шести изменяющихся параметров: коэффициентов сопротивления на ходах отдачи и сжатия при закрытых и открытых разгрузочных клапанах, предельных усилий сопротивления на ходах отдачи и сжатия. Очевидно, что полные результаты о влиянии характеристики амортизатора на колебания автомобиля можно получить, анализируя влияние каждого изменяющегося параметра. Понятно, что для этого придется рассмотреть большое количество вариантов характеристик. Чтобы уменьшить число рассматриваемых вариантов характеристик амортизаторов, необходимо каким-то образом систематизировать исследование, т.е. выявить влияние некоторых параметров и их совокупности, отражающих наиболее характерные особенности характеристик, как, например, несимметричность, нелинейность.

Сначала был исследован установившийся режим колебаний автомобиля. На графиках фиг.2 приведена зависимость дисперсии ускорений кузова автомобиля в функции от отношения коэффициентов сопротивления $K_{от}$ и $K_{сж}$ при различных значениях $K_{ср}$ для асфальтовой дороги, причем $K_{ср} = \frac{K_{от} + K_{сж}}{2} = const$.

Из графиков фиг.2 видно, что симметричная характеристика благоприятнее других влияет на плавность хода автомобиля при всех скоростях движения. Аналогичные результаты получены и при рассмотрении всех колебательных параметров автомобиля при движении по асфальтовой и булыжной дорогам. Из исследования различных видов нелинейных характеристик на колебания автомобиля заключаем, что наибольшее влияние форма ха-

рактические характеристики амортизатора оказывает на относительные перемещения колеса и кузова.



Фиг.2. Дисперсии ускорений кузова при различных скоростях движения автомобиля

Изменения нагрузки на колесо практически не зависят от формы характеристики амортизатора, причем эти изменения стремятся к какому-то установившемуся значению при увеличении скорости движения, что связано с отрывами колеса от дороги. Уменьшение сопротивления на начальном участке характеристики, раннее ограничение усилия сопротивления влечет за собой уменьшение ускорений кузова на высоких скоростях движения автомобиля и увеличение относительных перемещений колеса и кузова.

Полученные результаты исследования стационарного установившегося режима колебаний автомобиля не выявили каких-либо преимуществ несимметричных характеристик амортизаторов перед симметричными. Однако, они и не объяснили широкого применения несимметричных характеристик на автомобилях. Поэтому пришлось исследовать влияние характеристик амортизаторов на колебания автомобиля при неустановившихся, переходных процессах. Работа проводилась на аналоговой машине МН-7 с использованием ранее установленной блок-схемы, для возмущения применялись ступенчатые функции \lceil , \lfloor . Функции такого вида применяются в теории автоматического регулирования для исследования переходных процессов в динамических системах. Для оценки качества переход-

ного процесса использовалось значение наибольшего отклонения измеряемой величины от состояния нового установившегося положения, т.е. критерий, применяемый в теории автоматического регулирования. В результате исследования большого количества вариантов заключаем, что несимметричные характеристики амортизаторов с сопротивлением только на ходе отдачи обеспечивают резкое уменьшение ускорений и перемещений кузова при переезде единичных неровностей в виде выступов, с сопротивлением только на ходе сжатия — при переезде впадин. Симметричная характеристика несколько благоприятнее влияет на перемещения колеса, чем несимметричная характеристика. Симметричная характеристика с небольшим коэффициентом сопротивления обеспечивает минимальные ускорения и перемещения кузова при переезде выступов. Перемещения колеса при этом несколько возрастают. Применение разгрузочных клапанов позволяет снизить ускорения кузова на пороговых неровностях. Однако при этом возрастают перемещения колеса, что повышает вероятность отрыва его от дороги. Наибольшее влияние на изменение величин ускорений кузова и перемещений колеса оказывает ограничение усилий сопротивления, по сравнению с величиной коэффициента сопротивления. Различия в воздействиях характеристик амортизаторов на колебания автомобиля проявляются при переезде неровностей высотой более 2 см, не считая характеристик с односторонним сопротивлением.

ГЛАВА IV

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЛИНЕЙНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК АМОРТИЗАТОРОВ НА КОЛЕБАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

При исследовании линейных характеристик амортизаторов обратились к спектральной теории поддрессирования транспортных машин, которая базируется на теории автоматического регулирования. Поддрессированный кузов автомобиля при этом рассматривается как линейная разомкнутая система автоматического регулирования, статистические свойства входа и выхода которой связаны зависимостью

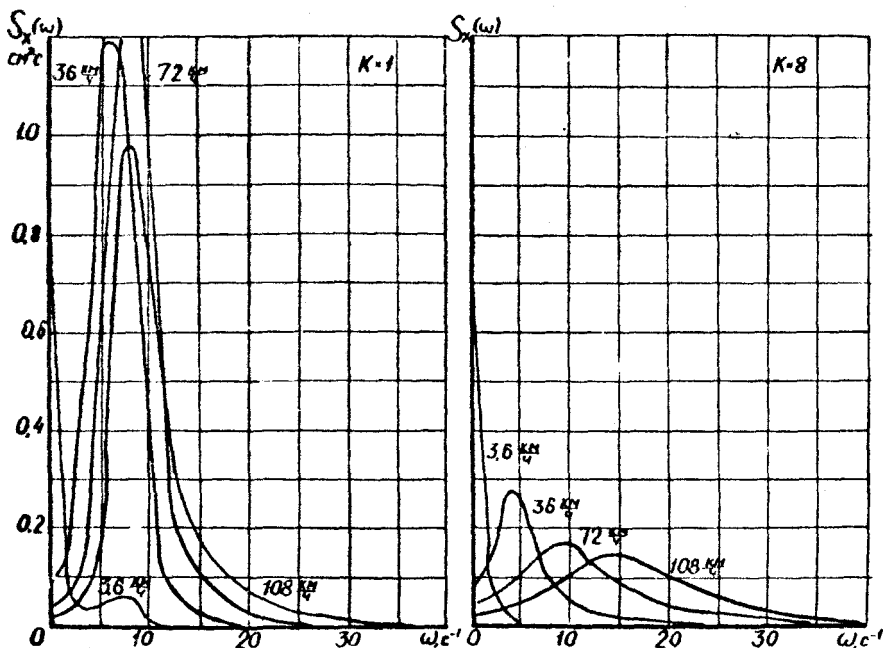
$$S_y(\omega) = |W(i\omega)|^2 \Phi(\omega) \quad (I)$$

При исследовании воспользуемся системой линейных уравнений, описывающих модель подвески, с постоянными коэффициентами, к которой применим преобразования Лапласа (при нулевых начальных условиях). Передаточные функции, например, от дороги к вертикальному перемещению неподрессоренной массы и к ускорению поддрессоренной массы имеют вид

$$W_1(s) = \frac{\chi(s)}{Ks} \frac{(K_{\omega} s + C_{\omega}) / (Ms^2 + Ks + C_p)}{(Ms^2 + Ks + C_p)(ms^2 + Ks + K_{\omega} s + C_p + C_{\omega}) - (Ks - C_p)}$$

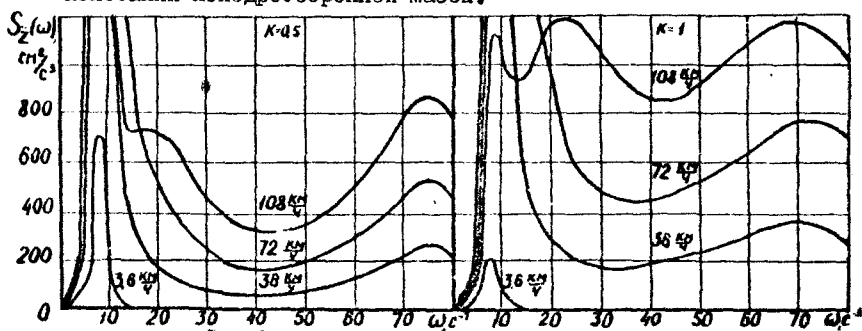
$$W_2(s) = s^2 W_1 \frac{(K_{\omega} s + C_{\omega}) / (Ks + C_p) s^2}{(Ms^2 + Ks + C_p)(ms^2 + Ks + K_{\omega} s + C_p + C_{\omega}) - (Ks - C_p)} \quad (2)$$

Подставляя в формулы (2) значения $s = i\omega$, получим амплитудно-фазовые частотные характеристики системы, которые в свою очередь подставляя в уравнение (I), получим спектральные плотности амплитуд вертикальных колебаний неподрессоренной массы и вертикальных ускорений поддрессоренной массы (фиг. 3,4).



Фиг. 3. Спектральная плотность амплитуд вертикальных колебаний неподрессоренной массы автомобиля при движении по асфальтовой дороге при различных сопротивлениях амортизатора

Из графиков фиг.3 видно, что увеличение сопротивления в подвеске уменьшает ординаты спектральной плотности вертикальных колебаний неподрессоренной массы.



Фиг.4. Спектральная плотность ускорений поддрессоренной массы автомобиля при движении по булыжной дороге при различном сопротивлении амортизатора

Из графиков фиг.3 видно, что увеличение сопротивления в подвеске влечет за собой уменьшение значений первого максимума и увеличение значений второго максимума спектральной плотности вертикальных ускорений кузова. На булыжной дороге при скорости движения 108 км/ч сказывается сильное воздействие микропрофиля дороги, что вызывает появление третьего максимума на кривых спектральной плотности ускорения при $\omega = 20 \text{ с}^{-1}$.

Второй основной статистической характеристикой случайной функции является корреляционная функция, характеризующая случайный процесс во временной области

$$R_x(t) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_x(\omega) \cos \omega t d\omega \quad (3)$$

Учитывая, что дисперсия равна корреляционной функции при значении аргумента равном нулю, имеем

$$D_x = R_x(0) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_x(\omega) d\omega \quad (4)$$

Подставив в формулы необходимые значения $S_x(\omega)$, получим выражения для вычисления дисперсий колебательных параметров. Вычисление полученных интегралов сводим к вычислению интегралов типа

$$J_n = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{g_n(\omega)}{h_n(i\omega)} d\omega \quad (5)$$

Интегралы (5) вычисляются на основании теории вычетов и для

них составлены таблицы, так как они часто встречаются в теории автоматического регулирования. Решение уравнений производилось на ЭЦВМ "Минск-22".

В работе было исследовано влияние конструктивных параметров подвески на колебания автомобиля, на изменения оптимального сопротивления амортизатора при различных условиях движения и выявлено следующее: по условиям плавности хода и безопасности движения автомобиля существуют оптимальные значения сопротивления амортизатора, но они отличаются друг от друга в 3-5 раз; при всех скоростях движения величины оптимальных сопротивлений амортизаторов на булыжной дороге меньше оптимальных значений сопротивлений на асфальтовой дороге.

Для расчета оптимального сопротивления амортизатора по условиям плавности хода и безопасности движения автомобиля построены номограммы для различных сочетаний $\frac{c_w}{c_p}$; $\frac{M}{m}$ и различных дорожных условий (см. вкладку).

ГЛАВА V

ПРИМЕНЕНИЕ ПРИНЦИПА ИНВАРИАНТНОСТИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОПРОСА ОБ ОПТИМАЛЬНОМ ЗАТУХАНИИ КОЛЕБАНИЙ В 2-Х МАССОВОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЕ

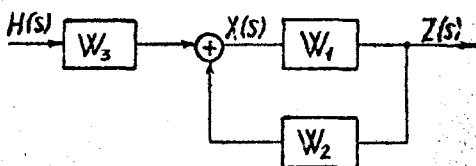
В теории автоматического регулирования термином "инвариантность" определяется независимость одной физической координаты от другой. Поэтому представляет определенный интерес применение принципа инвариантности для исследования колебаний двухмассовой системы, представляющей собой подвеску автомобиля. В данном случае рассматривается независимость координаты Z перемещения поддресоренной массы от возмущения H воздействия от дороги. Для исследования воспользуемся полученными линейными дифференциальными уравнениями, к которым применены преобразования Лапласа

$$\begin{aligned} (Ms^2 + ks + c_p)Z(s) - (ks + c_p)X(s) &= 0 \\ - (ks + c_p)Z(s) + (ms^2 + ks + k_w s + c_p + c_w)X(s) &= (k_w s + c_w)H(s) \end{aligned} \quad (6)$$

Разделив каждое уравнение системы (6) на собственный оператор, получим следующую систему

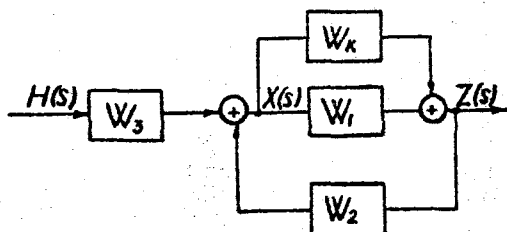
$$\begin{aligned} Z(s) - W_1 X(s) &= 0 \\ - W_2 Z(s) + X(s) &= W_3 H(s) \end{aligned} \quad (7)$$

Структурная схема, соответствующая уравнениям (7), изображена на фиг.5.



Фиг.5. Структурная схема, составленная по уравнениям (7)

Далее определяется условие инвариантности, которое в системе не удовлетворяется. Однако известно, что, если критерий реализуемости не выполняется, то это еще не значит, что обеспечить инвариантность в этой системе нельзя. Может оказаться, что после некоторого дополнения структуры системы критерий реализуемости выполняется и инвариантность может быть обеспечена. Введем компенсирующую связь (фиг.6), которая осуществляет регулирование по возмущению.



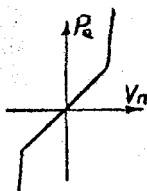
Фиг. 6. Структурная схема с дополнительной связью

По структурной схеме (фиг.6) была определена новая передаточная функция системы, у которой условие частичной инвариантности координаты Z от возмущения H выполнимо при

$$W_k = -\frac{K}{Ks+1} \quad (8)$$

Компенсирующим элементом в данном случае является апериодическое звено, имеющее передаточную функцию $W = \frac{K}{Tp+1}$ и выполненное в виде гидравлической емкости. Гидравлические ем-

кости были введены в конструкцию клапанов отдачи и сжатия амортизатора, так как в структурной схеме (фиг.6) компенсирующая связь находится между координатами Z и X . В результате введения гидравлических емкостей в конструкцию амортизатора, его характеристика выглядит следующим образом (фиг. 7). Теоретический вывод параметров гидравлической емкости затруднителен, поэтому определение этих параметров производилось экспериментальным путем. Симметричная характеристика амортизатора (фиг.7) была получена на амортизаторном стенде в экспериментальном цехе Ижевского машиностроительного завода путем перестроения рабочих



Фиг. 7. Характеристика амортизатора

диаграмм.

Затем по методике гл. II исследовались характеристики с возрастанием сопротивления при различных скоростях относительных колебаний колеса и кузова. Коэффициент сопротивления на начальном участке характеристики выбирался по условию плавности хода и был равен $K_{\text{опт}}^z = 0,91$; $\psi = 0,196$. Коэффициент сопротивления на втором участке характеристики выбирался по условию безопасности движения и был равен $K_{\text{опт}}^x = 4$; $\psi = 0,865$. Результаты моделирования установившегося и переходного режимов колебаний показали, что благоприятнее других на колебания автомобиля влияет симметричная характеристика, с возрастанием сопротивления при скорости относительных перемещений колеса и кузова равной 60 см/с.

ГЛАВА VI

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК АМОРТИЗАТОРОВ НА КОЛЕБАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Для полного и объективного суждения о влиянии характеристик амортизаторов на колебания автомобиля были проведены экспериментальные исследования, которые включали в себя:

1. Определение характеристик амортизаторов.
2. Влияние характеристик амортизаторов на свободные колебания автомобиля.

3. Дорожные испытания автомобиля.

Эксперименты проводились с амортизаторами автомобиля "Москвич-412".

Характеристики амортизатора определялись двумя способами: на стенде Челябинского политехнического института записывались на осциллограф Н-700 усилия амортизатора и скорость относительных колебаний штока и цилиндра, а затем строилась характеристика; на стенде Ижевского машзавода записывались рабочие диаграммы, по которым строилась характеристика амортизатора.

Для проведения испытаний амортизаторов на автомобиле были подготовлены четыре варианта характеристик амортизаторов: стандартная, симметричная с возрастанием сопротивления при $V_0 = 20$ см/с, односторонняя на отдаче и односторонняя на сжатии. Характеристики свободных колебаний автомобиля с различными амортизаторами были получены методом сбрасывания передних колес с высоты 55 мм, согласно отраслевой нормали ОН-025 305-67 "Методы определения параметров, влияющих на плавность хода автомобиля". Лучшее влияние на свободные колебания автомобиля оказала симметричная характеристика.

Дорожные испытания амортизаторов проводились в соответствии с нормалью автомобилестроения ОН 025 332-69 "Плавность хода. Методы испытаний". Испытания проводились на шести скоростях движения: $V = 20, 36, 50, 72, 90, 100$ км/ч. В процессе испытаний записывались следующие колебательные параметры:

1. относительные перемещения подрессоренной и непрорессоренной масс;
2. вертикальные ускорения подрессоренной массы;
3. вертикальная реакция на колесо;
4. усилия сопротивления амортизатора.

Для записи ускорений использовался датчик ускорений МП-66, для записи остальных процессов были сконструированы и изготовлены датчики. При испытаниях использовался усилитель ТА-5, регистрация всех сигналов производилась осциллографом Н-115. Статистическая обработка осциллограмм производилась в соответствии с нормалью ОН 025 332-69 полуавтоматическим способом с помощью прибора ПОБД-5. В результате обработки осциллограмм находилась дисперсия процесса, величина, определя-

мая при моделировании. Кроме того были проведены испытания амортизаторов в переходном режиме колебаний. Далее проведен анализ и сопоставление данных моделирования и эксперимента. В заключительной части главы VI приводится оценка погрешностей измерений, которая показала, что суммарная ошибка при определении, например усилии амортизатора с использованием методов тензометрирования не превышает 4%.

ВЫВОДЫ ПО ДИССЕРТАЦИИ

1. Исследовано влияние конструктивных параметров подвески автомобиля на величины оптимального сопротивления амортизаторов $K_{амт}^z$, $K_{амт}^x$ и выявлено, что с точки зрения плавности хода увеличение поддрессоренной массы и жесткости рессоры влечет за собой увеличение $K_{амт}^z$, увеличение жесткости шины влечет за собой уменьшение $K_{амт}^z$, а изменение неподдрессоренной массы и коэффициента демпфирования шины не влияет на величину $K_{амт}^z$; с точки зрения безопасности движения увеличение поддрессоренной массы, жесткостей рессоры и шины, коэффициента демпфирования шины требует увеличения $K_{амт}^x$, а увеличение неподдрессоренной массы требует уменьшения $K_{амт}^x$ при всех условиях движения.

2. На основании теоретических исследований построены и предложены к использованию номограммы для определения оптимального сопротивления в подвеске, удовлетворяющего требованиям плавности хода и безопасности движения автомобиля.

3. Спектральный анализ колебаний автомобиля позволил выявить, что при оптимальном сопротивлении в подвеске по условию плавности хода максимумы выходного спектра совпадают по частотам с максимумами амплитудно-частотной характеристики автомобиля, а при оптимальном сопротивлении в подвеске по условию безопасности движения максимумы выходного спектра совпадают по частотам с максимумами спектра воздействия дороги.

4. Применение метода теории инвариантности дало возможность получить характеристику амортизатора, которая комплексно удовлетворяет требованиям плавности хода и безопас-

ности движения автомобиля.

5. Предложена конструкция амортизатора, имеющая симметричную характеристику с возрастанием сопротивления при возрастании скорости относительных колебаний колеса и кузова. Сконструированы и изготовлены датчики, которые применяются для экспериментальных исследований колебаний автомобиля. Экспериментальные исследования амортизаторов достаточно точно подтвердили результаты моделирования колебаний автомобиля при установившемся и переходном режимах колебаний.

6. Использование метода моделирования колебаний нелинейной модели, соответствующей подвеске автомобиля, на аналоговой вычислительной машине с получением возмущающего воздействия, соответствующего воздействию от дорожного микропрофиля с экспонально-косинусной корреляционной функцией от генератора случайных сигналов для установившегося режима колебаний и исследованием неустановившегося режима колебаний с использованием аналитического метода, основанного на линеаризованной спектральной теории колебаний транспортных машин применимо к определению оптимальных характеристик амортизаторов в подвеске автомобиля.

Основное содержание
диссертации опубликовано в следующих работах:

1. С.С.Строев, Л.А.Черепанов "Определение характера колебаний кузова автомобиля". В сб. "Автомобили, тракторы и двигатели". № 103, Челябинск, ЧПИ, 1972.

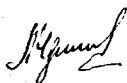
2. С.С.Строев, Л.А.Черепанов "Характеристики амортизаторов автомобиля "Москвич-412". В сб. "Автомобили, тракторы и двигатели". № 119, Челябинск, ЧПИ, 1972.

3. С.С.Строев, Л.А.Черепанов "Исследование влияния характеристик амортизатора на колебания автомобиля с примене-

нием АВМ". В сб. "Автомобили, тракторы и двигатели". № 131, Челябинск, ЧПИ, 1973.

Материалы диссертации доложены на

XXIV, XXV, XXVI научно-технических конференциях Челябинского политехнического института в 1971, 1972, 1973 г.г.



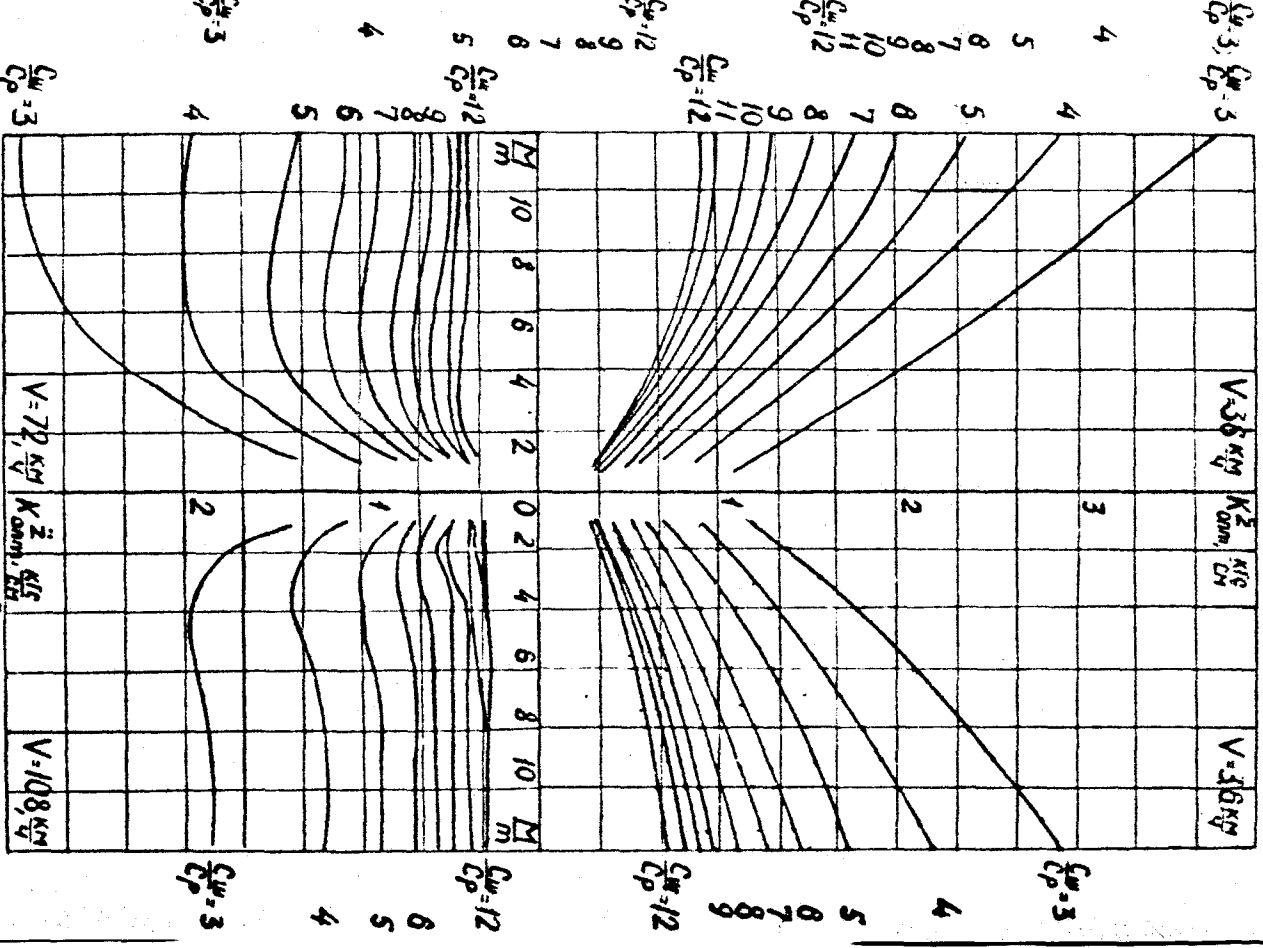
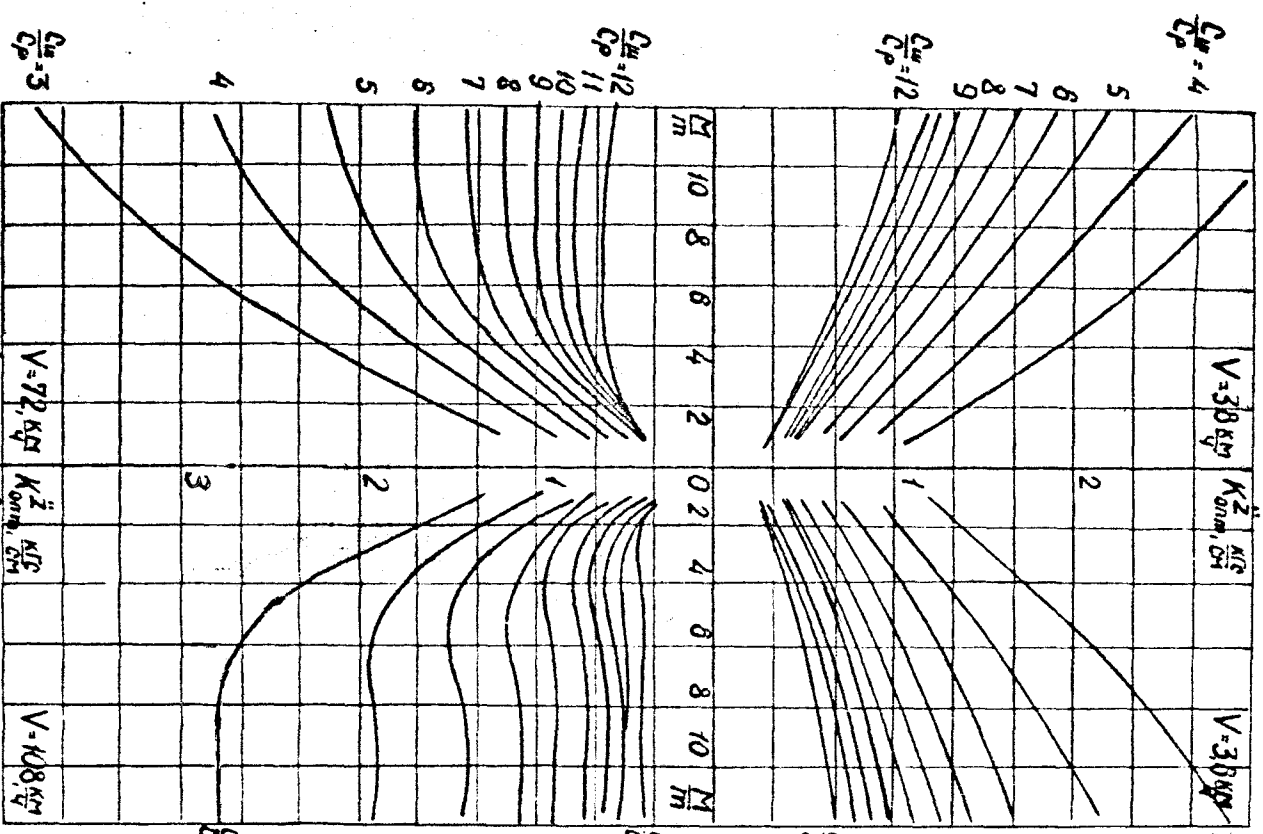
/Л.А.Черепанов/

20.12.73 г.

Черепанов Леонид Ананьевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СИЛ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО
СОПРОТИВЛЕНИЯ ПОДВЕСКИ
НА ВЕРТИКАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ АВТОМОБИЛЯ

ФБ 05936. Подписано 24/ХП-73 г. Сдано в печать 25/ХП-73 г. Формат бумаги 60х90 1/16. Объем 1,25 п.л. Отпечатано на ротапринте ЧПИ. Тираж 120 экз. Зак. № 334/1285.



Асфальтовая дорога

Близкая дорога

Диаграммы для определения оптимального сопротивления ветра
 автомобиля в зависимости от скорости ветра.