л 114968

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ ПО НАРОДНОМУ ОБРАЗОВАНИЮ

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ Н. Э. БАУМАНА

На правах рукописи

КОМКИН АЛЕКСАНДР ИВАНОВИЧ

УДК 629.11.012.814

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ АВТОМОБИЛЯ НА ОСНОВЕ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛИЗА

Специальность 05.05.03 – Автомобили и тракторы

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук

Москва 1989

Работа выполнена на кафедре "Колесные машины" Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана.

Научный руководитель : доктор технических наук,
профессор Бочаров Н. Ф.

Официальные оппоненты: доктор технических наук
Синев А. В.
кандидат технических наук
Ковицкий В. И.

Ведущая организация - ПО АвтоКрАЗ.

Защита диссертации состоится " 25 " декабря 1989 г. в 14 30 на заседании специализированного совета К 053. 15. 10 "Транспортное машиностроение" в МГТУ им. Н. Э. Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим направлять по вышеуказанному адресу.

С диссертацией можно ознакомится в библиотеке МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Автореферат

Ученый сек
специализирован
доктор техничес
профессор

М 496568

Подписано к пе
А-18933 За

Ротапринт МГТУ 5

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Решениями XXVII съезда КПСС предусмотрено дальнейшее улучшение качества и надежности выпускаемой продукции, в том числе и автомобильной техники. Одним из важнейших показателей технического совершенства автомобиля является вибронагруженность его узлов и агрегатов.

Особенно актуальна проблема снижения вибраций для грузовых автомобилей, уровни которых на рабочем месте часто превышают предельно допустимые нормы, что отрицательно сказывается на здоровье водителя и приводит к снижению производительности. Вибрации связаны также с процессами шумообразования в автомобиле, причем нормы на допустимые уровни шума автомобиля в настоящее время все более ужесточаются.

Существенного снижения вибронагруженности автомобиля в большинстве случаев нельзя достигнуть без обстоятельного теоретического и экспериментального исследований природы формирования и распространения вибраций в автомобиле. Эффективность таких исследований значительно повышается с использованием спектральных методов анализа.

Вместе с тем применяемые в настоящее время методики спектрального анализа вибронагруженности зачастую оказываются слабо связанными с характером вибраций автомобиля, что не позволяет найти эффективные способы уменьшения его вибронагруженности. Поэтому проведение исследований по совершенствованию спектральных методов оценки вибронагруженности автомобиля, которые бы позволяли разрабатывать рекомендации по снижению его вибраций представляет собой актуальную задачу, решение которой будет способствовать повышению комфортабельности и конкурентноспособности автомобилей на мировом рынке.

Настоящая диссертационная работа выполнена в соответствии с планами НИР Отраслевой научно-исследовательской лаборатории "Проблемы снижения вибраций и шума автомобилей и тракторов" при МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Цель работы. Совершенствование методов оценки вибронагруженности автомобиля.

Поставленная цель достигается решением задач, связанных с анализом факторов, существенных для оценки вибронагруженности автомобиля, созданием методики оценки спектральных характеристик

МГТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1496568
Комкин А.И.Совершенствован

М 496 568

колебательных систем автомобиля по результатам экспериментальных исследований, разработкой математических моделей источников вибраций, оценкой виброзащитных свойств подрессоренного сиденья автомобиля.

Объекты исследования. Грузовые автомобили семейства КрАЗ их узлы и агрегаты.

Научная новизна. Получены критерии позволяющие определять факторы, существенные для оценки вибронагруженности автомобиля в зависимости от режимов его работы.

Разработаны математические модели двигателя внутреннего сгорания и шины как источников вибраций автомобиля.

Создана методика оценки виброзащитных свойств сиденья автомобиля с учетом его вертикальных и угловых колебаний.

Практическая ценность. Полученные результаты позволяют повысить достоверность оценки вибронагруженности автомобилей при проведении теоретических и экспериментальных исследований и, тем самым, улучшить качество проектирования автомобилей с пониженным уровнем вибраций.

Реализация результатов работы. Разработанные методики оценки вибронагруженности автомобиля внедрены в производственном объединении "АвтоКрАЗ" и в НАМИ, а также использованы в учебном процессе кафедры "Колесные машины", что подтверждено справками о внедрении. Результаты работы могут быть использованы при разработке и доводке автомобилей в НИИ и на заводах автомобильной промышленности.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы докладывались на заседаниях кафедры "Колесные машины" МГТУ им. Н. Э. Баумана в 1986-1989 годах, на Всесоюзном семинаре "Проблемы совершенствования автомобильной техники" , на втором Всесоюзном научно-техническом совещании "Динамика и прочность автомобилей" в 1986 году, а также на первой Всесоюзной конференции "Проблемы шин и резинокордных композитов" в 1989 году.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, выводов, списка литературы и приложений.

Диссертация содержит 218 страниц, в том числе 142 страниц машинописного текста, 3 таблиц, 54 рисунков и приложения. Список использованных источников включает 149 наименований, из них 25 иностранных.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Исследованию вибронагруженности динамических систем и конструкций автомобиля, а также методам ее снижения посвящены работы Ю. Ю. Беленького, В. Л. Бидермана, В. В. Болотина, Н. Ф. Бочарова, В. А. Галашина, Г. Г. Гридасова, А. Д. Дербаремдикера, М. Д. Диментберга, В. П. Жигарева, В. И. Ковицкого, М. З. Коловского, В. И. Кольцова, Б. Н. Кожина, И. Г. Пархиловского, Я. М. Певзнера, А. Е. Плетнева, А. А. Полунгяна, Р. В. Ротенберга, В. М. Семенова, А. А. Силаева, А. В. Синева, В. Н. Сиренко, В. Е. Тольского, Р. А. Фурунжиева, А. А. Хачатурова, Н. Н. Яценко и др.

Такие исследования осуществляются двумя путями: теоретическим, основанным на расчетах с помощью математических моделей и экспериментальным, основанным на проведении дорожных и стендовых испытаний.

Вместе с тем теоретический и экспериментальный методы исследования тесно соприкасаются и дополняют друг друга. Одной из причин этого является то, что адекватность математической модели должна проверяться сравнением расчетных характеристик с характеристиками, полученными экспериментально. Отсюда следует, что для проверки соответствия математической модели реальному объекту, необходимо, чтобы применяемые математические методы исследования, с одной стороны, и методы обработки экспериментальных результатов, с другой стороны, обеспечивали получение одних и тех же по физическому смыслу характеристик исследуемого объекта. Другими словами, необходимо соблюдать соответствие между математическими методами анализа и методами анализа экспериментальных результатов.

До настоящего времени такое соответствие при исследовании вибронагруженности автомобиля, в общем, не выполнялось. Если раньше расчетные методы исследования опережали экспериментальные, в том смысле, что теоретически было возможным оценить собственные частоты, формы колебаний, спектральные характеристики исследуемого объекта, то возможности экспериментального анализа ограничивались, в основном, получением временных реализаций, дисперсий или октавных спектров исследуемых процессов. По этой причине проверка адекватности модели носила, по сути, лишь качественный характер.

Однако, в настоящее время с появлением анализаторов на основе быстрого преобразования Фурье (БПФ) возможности экспериментальных методов существенно расширились. Стали возможными оперативное

получение спектральных характеристик с высокой точностью и разрешающей способностью, детальный анализ возбуждения и распространения вибраций в автомобиле, выявление факторов, определяющих его вибронагруженность. Вместе с тем использование БПФ-анализаторов для исследования вибронагруженности автомобиля находится в начальной стадии и при этом многие вопросы, связанные с проведением спектрального анализа, требуют своего решения.

Основной задачей при расчете вибронагруженности автомобиля является установление связи между входными воздействиями на автомобиль и его реакцией на эти воздействия. Решение этой задачи предполагает, что характеристики входных воздействий являются известными.

Относительно характеристик входных воздействий следует отметить следующее. При движении автомобиля по дорогам с большими амплитудами дорожных неровностей вибрации носят случайный характер и практически целиком обусловлены воздействием со стороны дороги, характеристики которого достаточно хорошо изучены.

На дорогах с гладким покрытием в спектре вибраций появляются гармонические составляющие, кратные частоте вращения колеса. Они вносят существенный вклад в общий уровень вибраций и поэтому должны учитываться при проведении расчетов. Однако, до настоящего времени не было разработано удовлетворительной математической модели, объясняющей это явление.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что амплитуды этих гармоник возрастают с увеличением скорости движения автомобиля и, следовательно, они должны быть связаны с дисбалансом колеса. Была рассмотрена модель шины как кольца на упругом основании, в предположении, что дисбаланс обусловлен неравномерностью распределения массы по длине беговой дорожки шины и может быть приведен к сосредоточенной массе. При свободном вращении шины вертикальные ускорения этой массы будут изменяться по гармоническому закону. Когда шина нагружена вертикальной силой и находится в контакте с плоской опорной поверхностью, закон изменения вертикальных ускорений несбалансированнеой массы из-за появления прогиба шины становится совершенно другим (рис. 1,а).

Полагая, что шина вращается с постоянной угловой скоростью, перейдем к рассмотрению ускорений несбалансированной массы, как функции времени. Раскладывая ее в ряд Фурье получим спектр вер-

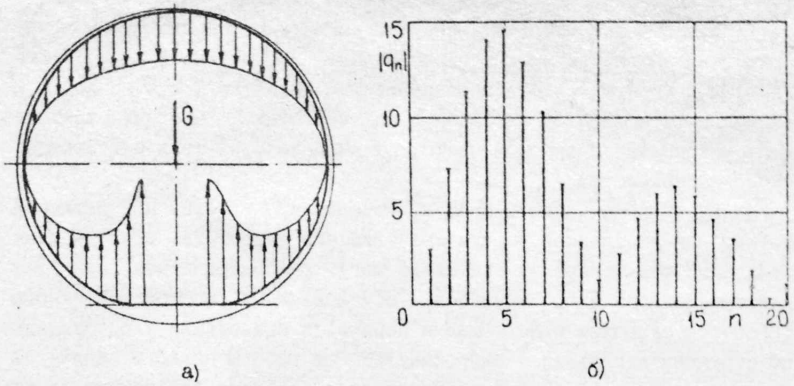


Рис. I. Характеристики вертикальных ускорений несбалансированной массы шины: а-распределение ускорений по длине беговой дорожки шины; б-расчетный спектр ускорений.

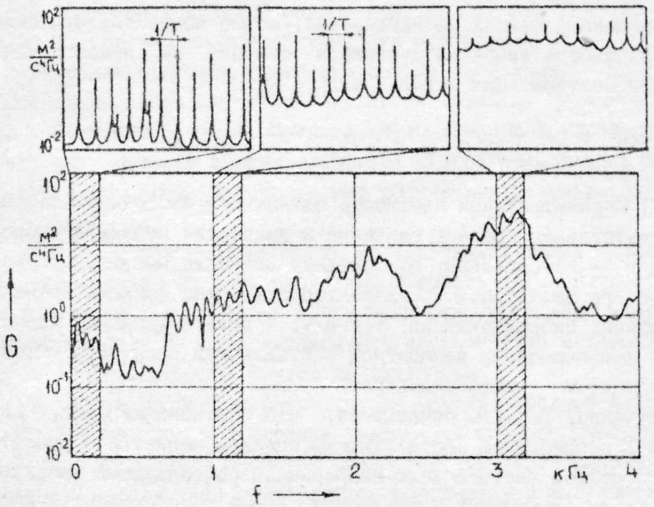


Рис. 2. Спектральные характеристики виброускорений двигателя.

тикальных ускорений, соответствующий несбалансированной шине.

Балансировка шины путем размещения на ободе колеса дополнительной массы значительно уменьшает амплитуду основной гармоники, однако на амплитуды высших гармоник она не повлияет (рис. 1,б). Расчетный спектр имеет широкополосный характер. Это приводит к возможности колебаний автомобиля на частотах, кратных частоте вращения колеса в широком частотном диапазоне, что и подтверждается экспериментом.

Другим источником вибраций, который проявляется при движении автомобиля по гладкой дороге является его двигатель. Исследования показали, что вибрации двигателя могут рассматриваться, как последовательность виброимпульсов, обусловленных работой цилиндров (процессы сгорания и перекладка поршня) и приводящих к возбуждению конструкции двигателя. Виброимпульсы от работы каждого цилиндра следуют с частотой тактового интервала, равного для четырехтактных двигателей двойному периоду вращения коленчатого вала. Амплитуды виброимпульсов могут изменяться от цикла к циклу и иметь некоторые временные отклонения относительно тактового интервала.

Полагая, что форма виброимпульсов от работы каждого из цилиндров одинаковая и временные отклонения виброимпульсов подчиняются нормальному закону распределения, можно показать, что спектральная плотность вибраций двигателя состоит из непрерывной и дискретной составляющих и имеет вид:

$$G(f)=\frac{2\,G_s(f)}{T}\left[\sum_{r=1}^{m}\sigma_r^2+\sum_{r=1}^{m}a_r^2\left(1-e^{-\alpha f^2}\right)+\frac{1}{T}e^{-\alpha f^2}\sum_{r=1}^{m}\sum_{q=1}^{m}\bar{a}_r\bar{a}_q e^{j2\pi f(r-q)T/m}\sum_{n=0}^{\infty}\delta\left(f-\frac{n}{T}\right)\right],$$

где $G_s(f)$ - спектральная плотность одиночного виброимпульса; $\bar{a}_r$, σ_r^2 - соответственно среднее значение и дисперсия амплитуд виброимпульсов r - го цилиндра; $\bar{a}_q$ - среднее значение амплитуд виброимпульсов q -го цилиндра; $e^{-\alpha f^2}$ - характеристическая функция временного отклонения виброимпульсов; $\delta(f-n/T)$ - дельта-функция, характеризующая n-ю гармонику дискретной составляющей спектра; T - тактовый интервал; m - число цилиндров.

Полученная формула показывает, что соотношение между дискретной и непрерывной составляющими спектра меняется с частотой, так что с ростом частоты доля непрерывной составляющей увеличивается, а доля дискретной уменьшается. Кроме того, мощность вибраций двигателя оказывается зависимой от дисперсии разброса ампли-

туд виброимпульсов. Поэтому для снижения уровня вибраций величину этой дисперсии следует уменьшать, т.е небходимо предьявлять более жесткие требования к топливной аппаратуре двигателя.

Экспериментальные спектральные плотности виброускорений двигателя, полученные с помощью БПФ-анализатора при различной разрешающей способности анализа представлены на рис. 2 и хорошо согласуются с результатами теоретического анализа.

Вторым необходимым условием решения основной задачи по расчету вибронагруженности автомобиля, помимо знания характеристик основных источников вибраций, является установление структуры и параметров динамической расчетной схемы автомобиля.

Следует отметить, что каждому режиму работы автомобиля, характеризующемуся скоростью движения, типом дороги соответствует некоторое число факторов, определяющих его вибронагруженность, причем с изменением режима работы эти факторы могут также меняться. С этой точки врения расчетная схема может быть значительно упрощена, если ее разрабатывать не "на все случаи жизни", а лишь ограничиваясь характерными для данного автомобиля режимами работы и учитывая при этом только существенные для них факторы. В работе получены критерии, позволяющие определять факторы, существенные для оценки вибронагруженности автомобиля.

Наиболее простыми математическими моделями, описывающими вибронагруженность автомобиля являются линейные динамические модели с сосредоточенными параметрами. Они допускают получение аналитических решений и, как следствие этого, возможность довольно простой физической интерпретации получаемых результатов вычислений.

Вместе с тем правомерность использования таких моделей должна быть обоснована, то есть небходимо доказать справедливость принятых допущений, из которых к основным относятся два: несущая система автомобиля рассматривается как твердое тело и характеристики систем подрессоривания считаются линейными.

В работе на основе рассмотрения модели передней подвески автомобиля показано, что верхняя граница частотного диапазона, в котором при проведении расчетов можно считать справедливым первое допущение приближенно определяется соотношением жесткости несущей системы к ее массе.

Существенность нелинейных связей в подвеске автомобиля при

оценке его вибронагруженности исследовалась для случаев нелинейного безынерционного элемента, наличия в колебательной системе зазора и сухого трения, а также на примере явления, связанного с отрывом колеса от дороги.

В настоящей работе показано, что когда на входе нелинейного безынерционного элемента действует случайный процесс с нормированными корреляционной функцией $\rho(\tau)$ и спектральной плотностью $G(f)$, то функция когерентности $\gamma^2(f)$, являющаяся мерой линейности системы, равна:

$$\gamma^2(f) = \left[1 + G_н(f)/G_л(f)\right]^{-1},$$

где

$$G_л(f) = c_1^2 G(f); \qquad G_н(f) = \sum_{n=2}^{\infty} c_n^2 G_n(f);$$

$$G_n(f) = 4\int_0^{\infty} \rho(\tau)\cos 2\pi f\tau\, d\tau;$$

c_n - коэффициенты разложения характеристики нелинейного элемента в ряд по полиномам Эрмита.

Нелинейные искажения в такой системе, в общем, существенно зависят от характера спектра входного воздействия. Расчеты, выполненые по приведенным формулам для нелинейного элемента с кубической характеристикой, показали, что если входное воздействие содержит узкополосную и широкополосную составляющие и дисперсия первой составляющей не превышает дисперсию второй, то вследствие эффекта линеаризации нелинейные искажения при этом незначительны и допустимо использовать статистическую линеаризацию нелинейного элемента.

Рассмотренный случай кубической нелинейности один из немногих, допускающих аналитическое решение. Более сложные нелинейные системы целесообразно исследовать методом аналогового моделирования. Примером такой системы является колебательная система с зазором, наличие которого может приводить к значительным резонансным колебаниям. Моделирование одномассовой колебательной системы с зазором показало, что нелинейные искажения на ее выходе существенно зависят от уровня входного воздействия. При этом могут значительно изменяться значения ее частотной характеристики и функции когерентности. Вместе с тем, как показано в работе, когда между величинами статического прогиба $\delta_{ст}$ и зазором Δ в системе выполняется соотношение

$$\delta_{ст}/\Delta > 10$$

функция когерентности для нее независимо от уровня входного воз-

действия оказывается близкой к единице. В этом случае при проведении расчетов можно также воспользоваться методом статистической линеаризации.

В принципе, метод статистической линеаризации с той или иной степенью точности может быть применен к системам с любым типом нелинейности. Единственным исключением здесь являются колебательные системы с сухим трением, в которых возможно явление блокировки. Методами статистической динамики установлено, что блокировка колебательной системы сухим трением не зависит от спектральных характеристик входного воздействия и определяется следующим условием:

$$F_т > 6_ä M,$$

где $F_т$ и M - значения силы трения и массы системы; $6_ä$ - среднее квадратическое значение входного ускорения.

Еще одно нелинейное явление не связанное непосредственно с нелинейными характеристиками систем подрессоривания автомобиля, определяется возможностью отрыва колес от дороги, который имеет место при больших неровностях дороги. В данной работе на основе рассмотрения двухмассовой модели передней подвески автомобиля методами статистической динамики получено простое отношение, определяющее условие безотрывного движения автомобиля. Для оценки влияния отрыва колес от дороги на вибронагруженность автомобиля было проведено аналоговое моделирование передней подвески автомобиля при котором учитывалась возможность отрыва колес. Результаты моделирования показали, что отрыв колес может приводить к изменению на 20%-30% значений амплитудно-частотной характеристики неподрессоренных масс автомобиля и оказывает гораздо меньшее влияние на колебания подрессоренных масс.

Помимо рассмотренных факторов определяющих вибронагруженность автомобиля, существенное влияние на структуру динамической расчетной схемы автомобиля оказывает связаность колебаний его отдельных подсистем. В работе получены критерии связности колебаний, определяющие относительную погрешность с которой колебания отдельных подсистем можно рассматривать несвязными.

После того, как структура расчетной динамической схемы выбрана необходимо, определить ее параметры. Определение параметров системы осуществляется, как правило, по результатам экспериментальных исследований. При этом к основной характеристике, по кото

рой определяются параметры системы, относится ее частотная характеристика.

Наиболее часто при определении частотных характеристик систем с одним входом и одним выходом используются два вида оценки $H_1(f)$ и $H_2(f)$. Кроме того, вычисляется функция когерентности $\gamma^2(f)$, являющаяся мерой линейности системы и определяемую соотношением $\gamma^2(f)=H_1(f)/H_2(f)$. Для линейной системы при отсутствии дополнительных входных и выходных воздействий $H_1(f)=H_2(f)$ и $\gamma^2(f)=1$.

Когда входной сигнал в системе представляет собой сумму некоррелированных регистрируемого и нерегистрируемого сигналов, или в случае, когда на выходной сигнал системы накладывается некоррелированный с ним шум функция когерентности становится меньшей единицы. При этом оценка $H_1(f)$ остается несмещенной и равна истинной частотной характеристике системы, а оценка $H_2(f)$ смещается.

В работе показано, что наличие в исследуемой системе нелинейных связей эквивалентно появлению на выходе линеаризованной системы шума, некоррелированного с входным сигналом. В этом случае оценка $H_1(f)$ также оказывается нечувствительной к шумам, обусловленным наличием нелинейных связей и равна частотной характеристике эквивалентной линеаризованной системы.

Полученные результаты позволили сделать вывод о том, что при оценке частотных характеристик систем с одним входным и одним выходным воздействием целесообразно использовать оценку $H_1(f)$. Установлено, что этот вывод остается справедливым и для систем с обратной связью и при анализе связных колебательных систем.

Вместе с тем, когда на входе системы содержится дополнительный нерегистрируемый сигнал, коррелированый с регистрируемым входным сигналом, оценка $H_1(f)$, также как и оценка $H_2(f)$, становится смещенной. При этом единственный способ уменьшения этой ошибки состоит в переходе от модели с одним входом к модели с двумя или большим числом входных воздействий.

В диссертации рассмотрена оценка частотных характеристик системы с двумя входами и одним выходом. Получены соотношения, определяющие точность получаемых оценок, выявлены особенности вычисления частотных характеристик при различной степени коррелированности входных сигналов. Кроме того, так как при проведении спектрального анализа обычно используются одно- или двухканальные анализаторы спектра, а при анализе системы с двумя входами и од-

ним выходом необходимо наличие трех каналов был составлен комплекс аппаратуры, включающий измерительный магнитофон 7005 и двухканальный анализатор спектра 2034 фирмы "Брюль и Къер", а также персональный компьютер ЕК0010. Разработанное програмное обеспечение позволило осуществлять ввод исходной информации из анализатора, имеющего стандартный приборный интерфейс в компьютер через его порт ввода-вывода и, кроме того, вычислять частотные характеристики системы с двумя входами, проводить сглаживание получаемых результатов, их вывод в табличной или графической форме.

Проведенные исследования по оценки частотных характеристик механических систем по результатам экспериментальных исследований были использованы для определения виброзащитных свойств подрессоренного сиденья грузового автомобиля.

Виброзащитные свойства сиденья оцениваются с помощью раздельно-частотных и интегральных показателей. Эти показатели вычисляются по результатам измерений вибраций на полу под сиденьем и на подушке сиденья, в предположении, что сис "сиденье-человек" является системой с одним входом. Однако, как показали результаты дорожных испытаний, значения этих показателей существенно зависят от режима движения автомобиля, причем, на некоторых режимах изменения показателей очень значительны и в них не прослеживается какой либо закономерности. Кроме того, было установлено, что значения показателей виброзащитных свойств сидений, полученные в дорожных и стендовых испытаниях, могут значительно отличаться друг от друга.

Проведенные экспериментальные исследования в стендовых условиях показали, что эти различия обусловлены тем, что в общем случае систему "сиденье-человек" следует рассматривать как систему с двумя входами, в которой учитываются как вертикальное, так и продольно-угловое воздействия со стороны кабины.

На рис. 3 представлены амплитудно-частотные характеристики системы "сиденье-человек", полученные по результатам стендовых испытаний подрессоренного сиденья, установленного в кабине автомобиля. При этом $H_1(f)$ - характеристика, полученная традиционным путем с помощью модели с одним входом, а $H_{11}(f)$ и $H_{22}(f)$ - характеристики сиденья соответственно по отношению к вертикальному и продольно-угловому возмущениям, полученные с помощью модели с двумя входами.

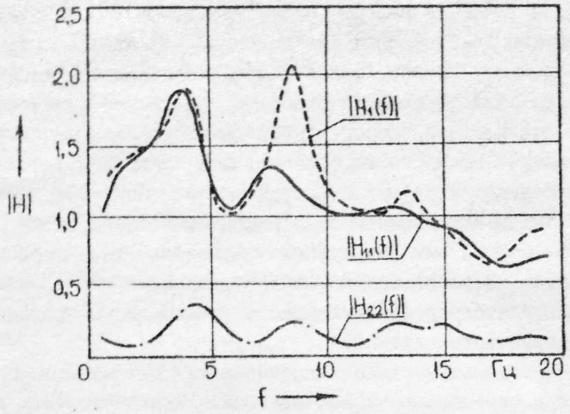


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики системы "сиденье-человек".

Результаты расчета показывают, что полученная характеристика $H_{11}(f)$ хорошо соответствует характеристике сиденья, определяемой при его испытаниях на платформе гидроцилиндра, когда оно подвержено только вертикальному воздействию. Характеристика $H_{22}(f)$ имеет значения, не превышающие 0,35 и поэтому продольно-угловое возмущение, действующее на сиденье следует, учитывать только когда оно имеет значительный уровень.

Использование модели с двумя входами при оценке частотных характеристик позволило устранить значительный резонансный пик характеристики $H_1(f)$ на частоте 9 Гц, обусловленный, как показали исследования продольно-угловыми колебаниями кабины на этой частоте и, таким образом, повысить на 50% точность оценки амплитудно-частотной характеристики сиденья в этом частотном диапазоне.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Определены основные требования к оценке вибронагруженности автомобиля с помощью спектрального анализа, заключающиеся в соответствии применяемых математических методов исследования методам обработки экспериментальных результатов и позволяющие достигать адекватности разрабатываемых математических моделей реальному автомобилю.

2. Получены критерии, позволяющие определять факторы, существенные для оценки вибронагруженности автомобиля, что дает возможность упрощать без потери точности разрабатываваемые математические модели и методики экспериментальных исследований.

3. Показано, что для вычисления частотных характеристик систем подрессоривания автомобиля целесообразно использовать оценку $H_1(f)$, которая минимизирует ошибки, обусловленные неполнотой информации о входном измеряемом воздействии и в тоже время линеаризует частотную характеристику системы при наличии в ней нелинейных связей.

4. Предложена математическая модель двигателя внутреннего сгорания как источника вибраций, которая позволяет с единых позиций описать спектр вибраций двигателя в широком частотном диапазоне и может быть использована при расчетах вибронагруженности автомобиля

5. Установлено, что появление в спектре вибрации автомобиля высших гармоник, кратных частоте вращения колеса обусловлено главным образом наличием дисбаланса шины при ее контакте с опорной поверхностью. Устранить эти гармоники путем балансировки колеса принципиально невозможно, и поэтому необходимы более жесткие требования к качеству изготовления шин.

6. Подрессоренное сиденье автомобиля в общем случае следует рассматривать как систему с двумя входами, в которой должны учитываться вертикальные и угловые входные воздействия со стороны кабины, что позволяет адекватно описывать виброзащитные свойства сиденья и уменьшать ошибки смещения в оценках спектральных характеристик на частотах, соответствующих угловым колебаниям кабины на 30% - 50%.

7. Разработанные методики спектрального анализа вибронагруженности автомобиля внедрены в п. о. "АвтоКрАЗ", в НАМИ и могут быть использованы автомобильными заводами и Центральным автополигоном при проведении теоретических и экспериментальных исследований.

Содержание диссертации отражено в следующих работах:

1. Комкин А. И. Анализ спектра вибраций двигателя внутреннего сгорания // Изв. вузов. Машиностроение. - 1986. - N 6. - С. 101-106.

2. Комкин А. И. Виброзащитные свойства сидений грузовых автомобилей / МВТУ им. Н. Э. Баумана. - 1986. - 19 с. - Деп. в НИИНавтопром 15.09.86, N 1437-ап.

3. Жеглов Л. Ф., Комкин А. И. Оценка виброзащитных свойств сидений по результатам дорожных испытаний // Динамика и прочность автомобиля: Тезисы докладов второго Всесоюзного научно-технического совещания. - М., 1986. - С. 109-111.

4. Комкин А. И. Анализ виброзащитных свойств подрессоренного сиденья грузового автомобиля // Проблемы совершенствования автомобильной техники: Тезисы докладов семинара. - М.: МВТУ. - 1986. -С. 55.

5. Комкин А. И. О влиянии жесткости рамы на плавность хода автомобиля // Изв. вузов. Машиностроение. - 1987. - N 7. - С. 90-95.

6. Комкин А. И. Анализ частотных характеристик при экспериментальном исследовании механических систем // Изв. вузов. Машиностроение. - 1987. - N 11. - С. 45-50.

7. Комкин А. И. Анализ частотных характеристик механических систем при наличии нескольких входных воздействий // Изв. вузов. Машиностроение. - 1988. - N 3. - С. 75-81.

8. Комкин А. И., Макаров С. Г. Оценка возмущающего воздействия со стороны шины при анализе вибронагруженности автомобиля // Изв. вузов. Машиностроение. - 1988. - N 9. - С. 90-94.

9. Влияние возмущающего воздействия со стороны шины на вибронагруженность автомобиля / А. И. Комкин, С. Г. Макаров, Л. Ф. Жеглов, В. К. Ермаков // Изв. вузов. Машиностроение. - 1988. - N 11. - С. 85-89.

10. Комкин А. И., Макаров С. Г., Жеглов Л. Ф. Дисбаланс шины как источни к вибраций //Проблемы шин и резинокордных композитов: Тезисы докладов первой Всесоюзной конференции. - М., 1989. - С. 29-31.

11. Комкин А. И., Жеглов Л. Ф., Макаров С. Г. Влияние зазора в механической системе на оценку ее спектральных характеристик // Изв. вузов. Машиностроение. - 1989. - N 10. - С. 15-19.